

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Vůz pro přepravu pánve s tekutou ocelí

Transporter of Molten Steel Ladles

Student:

Bc. Josef Janeček

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Oldřich Učeň, Ph.D.

Ostrava 2016

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Josef Janeček**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství**
Specializace: **20 Výrobní stroje a zařízení**
Téma: **Vůz pro přepravu pánve s tekutou ocelí
Transporter of Molten Steel Ladles**
Jazyk vypracování: **čeština**

Zásady pro vypracování:

Navrhněte konstrukční řešení vozu pro přepravu pánve s tekutou ocelí mezi elektrickou obloukovou pecí a pánvovou pecí. Rychlost vozu 0,2 m.s⁻¹, hmotnost prázdné pánve 15 tun, hmotnost tekuté oceli 20 tun, hmotnost víka pánve s výstrojí 6 tun. Maximální rozměry zařízení: délka 6m, šířka 4 m, výška 3,7 m. Rozteč kolejnic volte 2,2 m. Zařízení bude pracovat v nepřetržitém provozu.

Vypracujte:

1. Technickou zprávu s popisem funkce navrhovaného zařízení se všemi nezbytnými výpočty.
2. Konstrukční návrh vozu pro přepravu pánve s tekutou ocelí.
3. Pevnostní kontrolu důležitých uzlů, životnost ložisek.
4. 2D výkresovou dokumentaci vybrané součásti.

Seznam doporučené odborné literatury:

ČSN 01 6910. *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
Leinveber, J., Řasa, J., Vávra, P. *Strojnické tabulky*. 3. vyd. Praha: Scientia, 1999, 985 s. ISBN 80-7183-164-6.
NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.
Literární rešerše zpracovaná v rámci Diplomového projektu.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Oldřich Učeň, Ph.D.**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny podklady a literaturu.

V Ostravě 14. 5. 2016

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3)
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 14. 5. 2016

.....

Podpis

Bc. Janecik Josef
Paskovská 57/270
Ostrava – Hrabová
720 00

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat panu Ing. Oldřichu Učňovi, Ph.D., mému vedoucímu diplomové práce, dále mým spolupracovníkům ze společnosti VÍTKOVICE HEAVY MACHINERY a.s., oddělení Konstrukce a projekce, a to Ing. Vlastimilu Grobařovi, Ing. Dušanu Moraveckému a p. Petrovi Burdovi za jejich cenné rady, připomínky, ochotu a čas. Dále bych chtěl poděkovat mé rodině, za vytvoření těch nejlepších podmínek na tuto práci.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

JANEČEK, J.: Vůz pro přepravu pánve s tekutou ocelí: Diplomová práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2016, 85 s. Vedoucí práce: Učeň, O.

Diplomové práce se zabývá projekčním a konstrukčním návrhem vozu pro přepravu pánve s tekutou ocelí mezi elektrickou obloukovou pecí a pánvovou pecí.

V první části diplomové práce je vypracovaná technická zpráva s popisem funkce navrhovaného řešení doplněná o nezbytné výpočty. V následující části je popsán konstrukční návrh vozu. Třetí část se zabývá pevnostní kontrolou důležitých uzlů, životnost ložisek. Nejvíce namáhaná strojní součást je pak zkontrolována pomocí MKP (metoda konečných prvků). Čtvrtou část této diplomové práce tvoří detailní výrobní výkres 2D vybrané součásti zdokumentované v příloze.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

JANEČEK, J. Transporter of Molten Steel Ladles. Thesis Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2016, 85 p. Thesis head: Učeň, O.

This thesis deal with project and engineering design of transporter of molten steel ladle between electric arc furnace and pot furnace.

In the first part of this thesis the technical report with description of function as well as corresponding calculations were created. Design of Transporter is described in the following part. Third part of this thesis deals with stress analysis of important design interfaces and with service life of bearings. The most subjected part is checked by means of FEM (Finite Element Method). Production drawing of a chose part is the fourth part of this thesis and it is possible to find it in attachment.

Obsah.

Seznam použitých značek a symbolů.	11
Úvod.	14
1 Cíl diplomové práce.	16
2 Technická zpráva vozu pro přepravu pánve s tekutou ocelí.....	17
2.1 Popis funkce navrhovaného zařízení.	17
2.2 Nezbytné výpočty pro návrh zařízení.	20
2.2.1 Zadané parametry zařízení.	20
2.2.2 Zvolené parametry zařízení.	20
2.2.3 Vypočítané parametry.	21
2.2.4 Výpočet jízdního odporu T [N].	22
2.2.5 Stanovení výkonu motoru P_m [W],	23
2.2.6 Volba elektromotoru.	24
2.2.7 Stanovení otáček pojíždějícího kola n_k [s^{-1}].	24
2.2.8 Skutečné otáčky pojíždějícího kola n_{ks} [s^{-1}].	24
2.2.9 Skutečná pojezdová rychlost $v_{voz.sk}$ [$m \cdot s^{-1}$].	25
2.2.10 Potřebný převodový poměr i_{pp} [-].	25
2.2.11 Výpočet životnosti pojíždějících kol L_h [h].	26
2.2.12 Počet provozních hodin za rok L_{hr} [$h \cdot rok^{-1}$].	27
2.2.13 Doba pojezdu vozu t_1 [h].	27
2.2.14 Životnost pojíždějících kol L_z [roků].	27
2.2.15 Součinitel trvanlivosti pojíždějících kol [-].	28
2.2.16 Součinitel počtu otáček f_n [-].	28
2.2.17 Maximální zatížení na jedno kolo k_m [N].	28
2.2.18 Kontrola minimálního průměru pojíždějícího kola $D_{k.min}$ [mm].	29
2.2.19 Výpočet nalisovaného spoje kola hřídeli.	30
2.2.20 Výpočet minimálního přesahu Δd_{MIN} [mm].	30

3	Konstrukční návrh vozu, hlavní části a přehled jejích provedení.....	32
3.1	Konstrukční návrh.	32
3.2	Koncepce zařízení pro přepravu pánve.	34
3.3	Popis vozu a jeho části.	34
3.4	Rám vozu popis.	36
3.5	Pojezdová kola.....	38
3.5.1	Popis navrhovaného pojezdového kola.....	39
3.5.2	Ložiskové těleso.	40
3.5.3	Ložisko.....	41
3.5.4	Hřídelová těsnění.	42
3.6	Pohon vozu.	42
3.7	Kolejová dráha.....	43
3.8	Napájení vozu - pomocí energetického řetězu.	44
3.8.1	Koncové spínače a čidla polohy.	47
3.8.2	Snímač polohy SPKV.	48
3.9	Bezpečnostní prvky.	49
3.9.1	Signální světlo.....	49
4	Pevnostní kontrola důležitých uzlů, životnost ložisek.	51
4.1	Kontrolní výpočet hřídele.....	51
4.1.1	Kontrola konce hřídele na prostý krut.	51
4.1.2	Maximální krouticí moment na konci hřídele M_k [N·mm].	51
4.1.3	Modul průřezu v krutu pro konec hřídele s drážkou W_k [mm ³].	52
4.2	Kontrola hřídele mezi ložisky.	52
4.2.1	Redukované napětí podle HMM[MPa].....	52
4.2.2	Kontrola hřídele na ohyb[MPa].	52
4.2.3	Maximální ohybový moment na hřídeli M_o [N·mm].	53

4.2.4	Modul průřezu v ohybu W_o [mm ³]	53
4.2.5	Kontrola hřídele na krut τ_k [MPa]	53
4.2.6	Maximální krouticí moment M_k [mm ³]	53
4.2.7	Modul průřezu v krutu W_k [mm ³]	54
4.3	Výpočet trvanlivosti ložisek	55
4.3.1	Základní trvanlivost při 90% spolehlivosti [mil. otáček]	55
4.3.2	Základní trvanlivost při 90% spolehlivosti [provozních hodin]	55
4.3.3	Trvanlivost podle SKF při 90% spolehlivosti[mil. otáček]	56
4.3.4	Trvanlivost podle SKF při 90% spolehlivosti [provozních hodin]	56
4.4	Pevnostní analýza rámu	57
	Závěr	65
	Seznam použitých pramenů	66
	Seznam obrázků	69
	Seznam tabulek	70
	Přílohy	70
	Použitý software	71

Seznam použitých značek a symbolů.

Značka	Jednotka	Popis
C	[kN]	základní dynamická únosnost
C ^N	[-]	rozměrová charakteristika
C _{voz}	[min]	cyklus vozů
D _k	[m]	průměr pojezdového kola
D _{k,min}	[mm]	minimální průměr pojezdového kola
E	[MPa]	modul pružnosti ocelového náboje
l	[mm]	vzdálenost zatěžující radiální síly na kolo od osy ložiska
L ₁₀	[mil. otáček]	základní trvanlivost při 90% spolehlivosti
L _{10h}	[provoz. hod.]	základní trvanlivost při 90% spolehlivosti
L _{10m}	[mil. otáček]	trvanlivost podle SKF při 90% spolehlivosti
L _{10mh}	[provoz. hod.]	trvanlivost podle SKF při 90% spolehlivosti v provozních hodinách
L _{dráhy}	[m]	max. délka pojezdové dráhy
L _{dvoz}	[m]	max. délka vozu
L _h	[h]	životnost pojezdových kol
L _{hr}	[h.r ⁻¹]	životnost pojezdových kol v počtu provozních hodin za rok
l _k	[m]	rozteč os kolejnic
l _{max}	[m]	maximální délka pojezdové dráhy viz zadání
L _{švoz}	[m]	Max. šířka vozu
L _v	[m]	Max. výška vozu včetně pánve
L _ž	[roků]	životnost pojezdových kol počet let v provozu
M _K	[Nm]	krouticí moment
M _k	[Nm]	maximální krouticí moment na hřídel
M _o	[Nmm]	maximální ohybový moment
M _T	[Nm]	třecí moment
P	[kN]	ekvivalentní dynamické zatížení
P _m	[W]	výkon motoru
Q	[kg]	hmotnost břemene
Q _c	[kg]	hmotnost celková
R	[mm]	poloměr kola = 315
T	[N]	jízdní odpor
T _{okol}	[°C]	teplota okolí agregátu
W _k	[mm ³]	modul průřezu v krutu pro kruhovou tyč
W _o	[mm ³]	modul průřezu v ohybu
a ₁	[-]	hodnota součinitele spolehlivosti
a _{SKF}	[-]	součinitel teorie trvanlivosti dle SKF
b	[mm]	šířka přesné drážky
b _k	[mm]	účinná šířka kolejnice
d	[mm]	průměr hřídele

d_r	[den.rok ⁻¹]	počet pracovních dní v roce
e	[mm]	součinitel valivého tření (0,6-0,8), volím 0,7
f	[-]	součinitel tření
f_0	[den ⁻¹]	pracovní cyklus poježdění vozu viz zadání
f_{ξ}	[-]	součinitel čepového tření
f_h	[-]	součinitel trvanlivosti poježdějících kol
f_{h1}	[-]	předběžný součinitel trvanlivosti poježdějících kol
f_n	[-]	součinitel počtu otáček poježdějících
g	[m.s ⁻²]	normální tíhové zrychlení = 9,81
i_{ges}	[-]	skutečný převodový poměr
i_{pp}	[-]	potřebný převodový poměr
k_1	[MPa]	součinitel materiálu poježdějících kol
k_m	[N]	maximální zatížení na jedno kolo
m_c	[kg]	hmotnost celková (<i>vůz</i> + <i>víko</i>)
m_{kolh}	[kg]	hmotnost kola hnacího
m_{kolp}	[kg]	hmotnost kola poháněného
m_{konz}	[kg]	hmotnost konzoly
$m_{kryt.ž}$	[kg]	hmotnost krytu žárobeta
m_{oc}	[kg]	hmotnost přepravované tekuté oceli
$m_{oc.max}$	[kg]	hmotnost přepravované oceli maximální množství
m_p	[kg]	hmotnost prázdné pánve včetně vyzdívky
m_{poh}	[kg]	hmotnost pohonu
m_{ram}	[kg]	hmotnost rámu vozu předpokládaná
m_{rez}	[kg]	hmotnost rezervní
m_{vik}	[kg]	hmotnost víka pánve včetně výstroje
m_{voz}	[kg]	hmotnost vozu
n_2	[s ⁻¹]	výstupní otáčky na převodovce
n_k	[s ⁻¹]	otáčky poježdějícího kola
n_{ks}	[s ⁻¹]	skutečné otáčky poježdějícího kola
n_N	[s ⁻¹]	skutečné otáčky motoru
p	[-]	exponent rovnice trvanlivosti pro ložiska s čárovým stykem 10/3
r	[mm]	poloměr čepu = 60
t	[mm]	hloubka přesné drážky
t_1	[h]	doba pojezdu vozu
v_{voz}	[m.s ⁻¹]	Rychlost vozu
$v_{voz.sk}$	[m.s ⁻¹]	skutečná rychlost poježdění
χ	[-]	součinitel zahrnující ostatní odpory, které se přesně nedají vyjádřit
Δd_{1MIN}	[mm]	minimální přesah
α	[-]	součinitel pro kombinaci střídavý ohyb a střídavý krut
δ_{Dov}	[MPa]	dovolené napětí
δ_{oD}	[MPa]	dovolené napětí v ohybu

δ_{red}	[MPa]	redukované napětí
η_p	[%]	účinnost čelní ploché převodovky
λ_{max}	[-]	poměr kritického krouticího momentu k jmenovitému
τ_k	[MPa]	dovolené napětí v prostém krutu
τ_{kD}	[MPa]	dovolené napětí v krutu, volím dle přílohy

Úvod.

Ocel patří mezi nejpoužívanější technické materiály, je neodmyslitelnou součástí stavebnictví a strojírenství, až na malé výjimky je prozatím stále nenahraditelnou součástí našich běžných životů.

Současným trendem v metalurgii, je docílení, co nejvyšší jakosti oceli, zvýšení konkurenceschopnosti a možnost oslovení stále více nových zákazníků, snižování materiálové a energetické náročnosti.

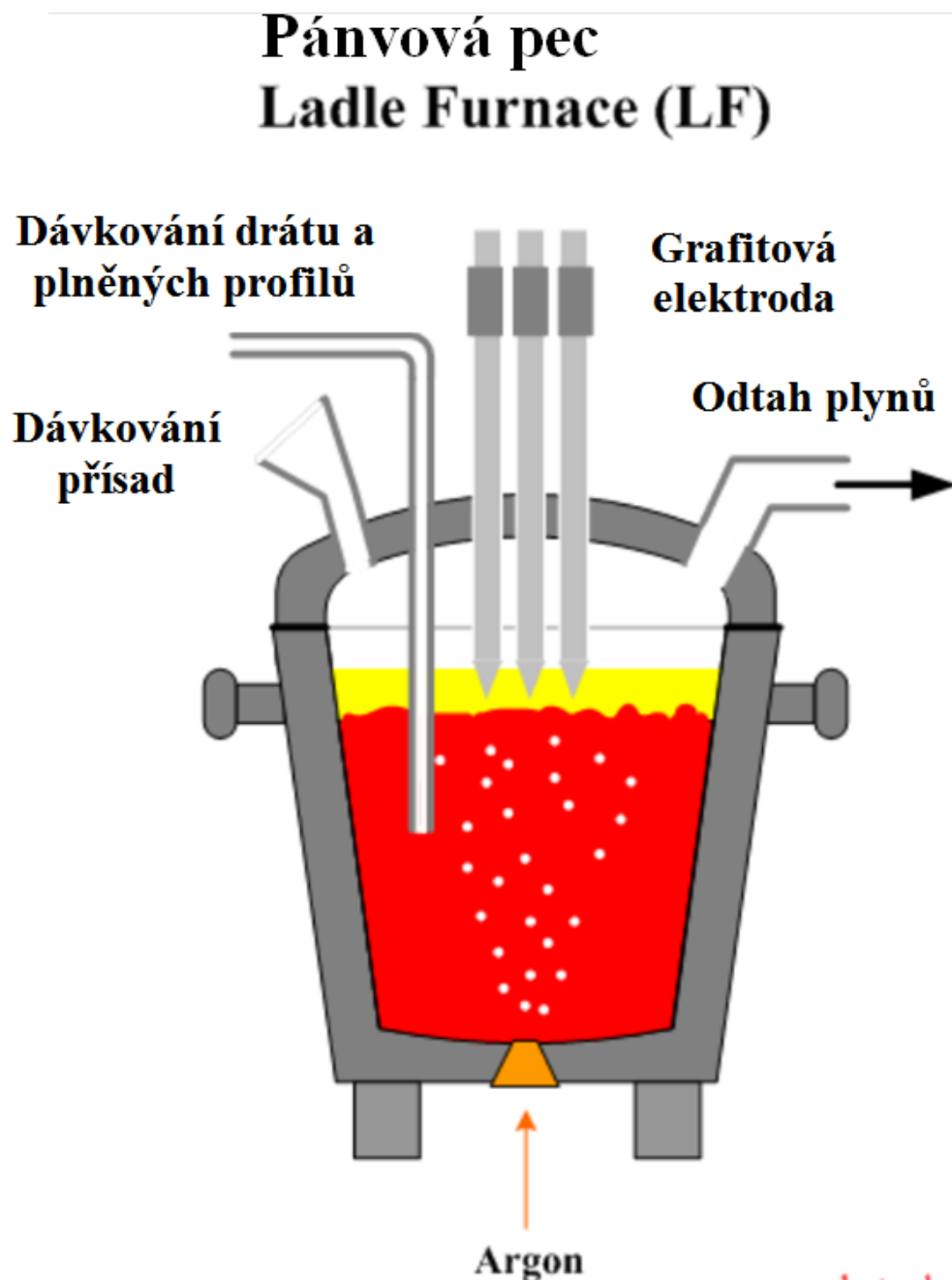
Základ vysoké kvality tekutého kovu je v jeho čistotě, chemickém složení a dalších charakteristikách.

Splnění těchto požadavků je již nad možností klasické metalurgie v elektrických obloukových pecích. Proto se v posledních dvou desetiletích výrazně uplatňuje v tomto odvětví proces sekundární metalurgie (SM).

Sekundární metalurgie v sobě zahrnuje velké množství variant a typu technologických procesů, probíhajících mimo tavicí agregát. Zpravidla se oceli vyrábějí v kyslíkových konvertorech nebo elektrických obloukových pecích (EOP), popřípadě v elektrických indukčních pecích (EIP), které slouží k tavení případně oxidaci. Další redukce a fáze dohotovení probíhá v některém z prvků sekundární metalurgie, což vede k zvýšení výrobnosti tavicího agregátu, a zároveň se vytváří lepší podmínky pro dezoxidaci a odsíření. Jednou z mnoha možností sekundární metalurgie je rafinace oceli probíhající v pánvové peci (LF) Ladle Furnace. [1]

V podstatě se jedná o jednoduchou metodu rafinace s nízkými investičními náklady a rychlou návratností. Při které se roztavená ocel v pánvi viz Obr. 1. zahřívá, pomocí elektrického oblouku, za stálého dmýchání inertního plynu. K rafinaci se nejčastěji používá jako inertní plyn argon, probublávající přes porézní tvárnici, který je přivedený do dna pánve. Jehož vznášivá energie vyplouvajících bublin míchá a tím homogenizuje taveninu. Zároveň při dmýchání inertního plynu dochází k proudění, jež vynáší nekovové vměstky k fázovému rozhraní se struskou. Tento proces je hlavně účinný, při snižování obsahu síry a řízení nekovových vměstků v roztavené oceli.

Téma této diplomové práce, je zpracování návrhu konstrukčního řešení vozu pro přepravu pánve s tekutou ocelí mezi elektrickou obloukovou pecí a pánvovou pecí.



Obr. 1 Rafinace oceli v pánvi pomocí argonu. [2]

1 Cíl diplomové práce.

Cílem této diplomové práce je konstrukční řešení vozu pro přepravu pánve s tekutou ocelí mezi elektrickou obloukovou pecí a pánvovou pecí.

Začátek diplomové práce popisuje zevrubně technologii rafinace ocelí, pro níž navrhovaný vůz slouží. Následně bude zpracována technická zpráva s popisem funkce navrhovaného zařízení se všemi nezbytnými výpočty.

V druhé části diplomové práce bude provedený konstrukční návrh vozu pro přepravu pánve s tekutou ocelí.

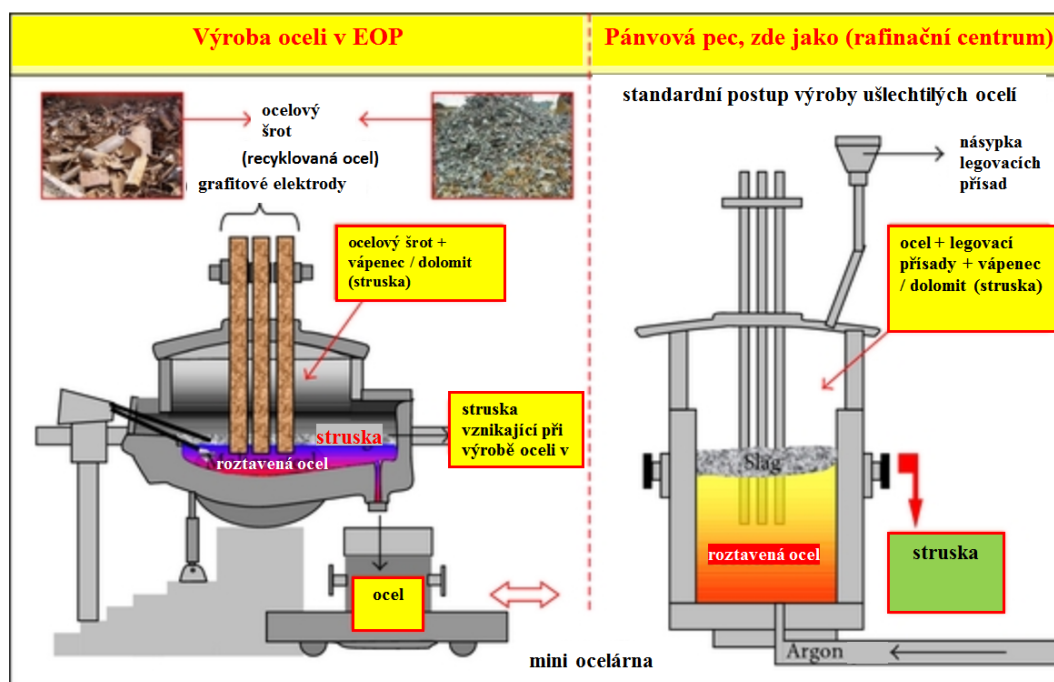
Obsahem třetí části diplomové práce jsou provedené pevnostní kontroly důležitých uzlů, životnost ložisek.

Čtvrtou částí diplomové práce je 2D výkresová dokumentace vybrané součásti.

2 Technická zpráva vozu pro přepravu pánve s tekutou ocelí.

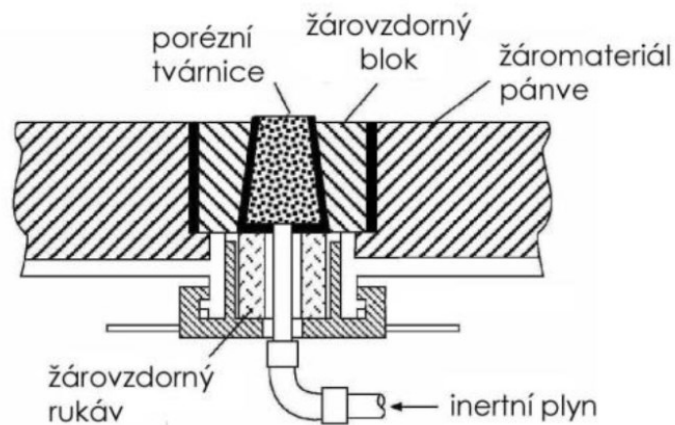
2.1 Popis funkce navrhovaného zařízení.

Vůz pro přepravu oceli mezi elektrickou obloukovou pecí a pánvovou pecí je moderní agregát, určený pro přemísťování pánve s tekutou ocelí mezi jednotlivými pracovišti. Pracovní cyklus vozu probíhá po přímém kolejišti v pravidelných intervalech, cca 20 minut v průběhu 24 hodin, rychlosti $0,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Vůz slouží z technologického hlediska nejen k přepravě oceli, ale zároveň se podílí na jejím rafinačním procesu. Jenž je schématicky znázorněn na Obr. 2



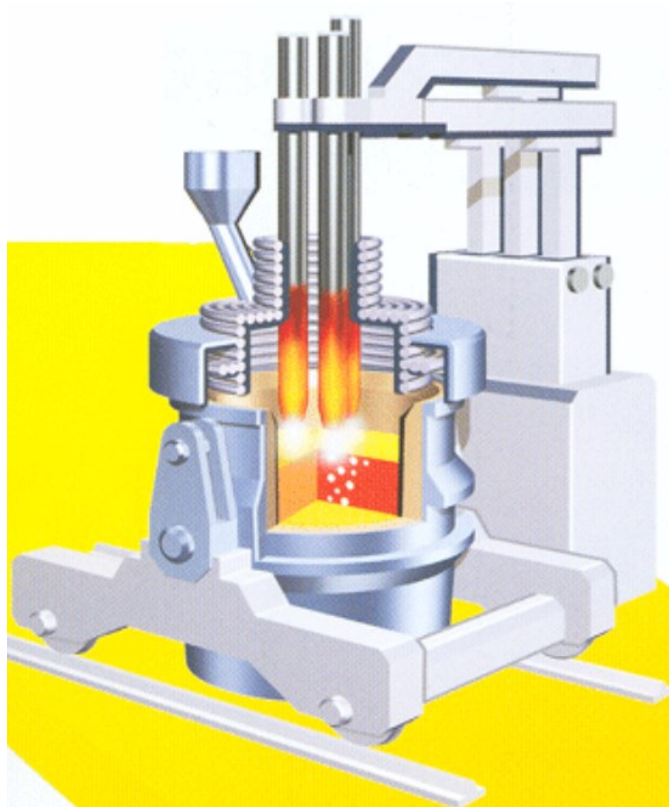
Obr. 2 Schéma výroby oceli, následná rafinace.[4]

Rafinace oceli probíhá přímo v pánvi na voze, pomocí inertního plynu, který je do dna pánve s ocelí vháněn přes porézní tvárnici, jež je zobrazena na Obr. 3



Obr. 3 Umístění porézní tvárnice do dna pánve. [3]

Proces rafinace začíná, po najezení vozu s pávní do pracovní polohy pod pávnovou pec, kde se pánev následně uzavře vodou chlazeným poklopem, a poté se zahájí přehřev taveniny elektrickým obloukem. Obr. 4.



Obr. 4 Ustavení vozu pod pecí. [5]

Vzhledem k hmotnosti plně převážené pánve a požadavku na vůz, jež bude pracovat v těžkém provozu, ve třech osmihodinových směnách, sedm dní v týdnu, při pracovním cyklu zhruba 20 minut, je konstrukce zařízení navržena robustně, jednoduše s minimálními požadavky na údržbu během celé své životnosti.

Rám vozu je zhotovený jako svařenec z ocelových plechů. Vrchní části vozu chrání proti rozstříkujícímu se kovu, vyzdívka z žáru odolného materiálu. Celý rám je uložený neodpruženě na čtyřech pojezdových kolech. Dvě pojezdová kola jsou hnací a dvě kola hnaná. Na hřídelích hnacích kol jsou nasazené ploché převodovky od společnosti „NORD“. Pohon vozu je zajištěn prostřednictvím asynchronních elektromotorů s frekvenčním měničem otáček.

Na bok vozu je přišroubována konzola energetického řetězu pro přívod medií (*argon, elektrická energie, přenos řídicích a monitorovacích signálů*) řetěz je proti rozstříku kovu chráněný krycí stěnou. Zařízení je standardně vybaveno automatickým přípojem plynu, umožňujícím okamžité mechanické připojení pánve k rozvodné soustavě argonu, po usazení pánve na vůz, bez nutnosti další manuální manipulace obsluhou.

Jelikož se vůz pohybuje po kolejích, tak jsou čela vozu opatřena stěrači pro čištění prostoru kolejnic před vozem.

Rozběh a dojezd vozu je řízený polohovými spínači, pomocí nájezdových ramp. Pro správnou funkci celého dopravního systému a pro přesné najíždění do definovaných poloh, jsou v konstrukci vozu též nainstalované příslušné elektronické snímače polohy.

Veškeré systémy pro řízení celého rafinačního procesu jsou umístěny v řídicí kabině. Řídicí kabina je osazena výpočetní technikou s vizualizací celého rafinačního procesu, která obsluhu informuje např. o správném postavení vozu pod pecí, dále zajišťuje sběr dat o spotřebě energie a o množství materiálu, procházejícím pecí. Také náš počítač informuje o technickém stavu pece.

Řízení celého rafinačního procesu probíhá zcela automaticky, dle zvoleného softwarového programu, nebo je manuálně řízeno operátorem. Z tohoto důvodu je řídicí kabina osazena pultem manuálního ovládání. Vizuální kontrola rafinačního procesu probíhá pomocí průmyslových kamer.

2.2 Nezbytné výpočty pro návrh zařízení.

2.2.1 Zadané parametry zařízení.

Rychlost vozu (v_{voz}):	0,2 [m.s ⁻¹]
Hmotnost prázdné pánve včetně vyzdívky (m_p):	15 000 [kg]
Hmotnost přepravované tekuté oceli (m_{oc}):	20 000 [kg]
Hmotnost víka pánve včetně výstroje (<i>max. hmotnost</i> m_{vik}):	6 000 [kg]
Max. délka vozu (L_{dvoz}):	6 [m]
Max. šířka vozu ($L_{švoz}$):	4 [m]
Max. výška vozu včetně pánve (L_v):	3,7[m]
Rozteč kolejnic: (l_k):	2,2 [m]

Zařízení bude pracovat v nepřetržitém provozu 24 hodin denně.

2.2.2 Zvolené parametry zařízení.

Max. délka pojezdové dráhy ($L_{dráhy}$):	30[m]
Teplota okolí agregátu (T_{okol}):	od -20 do +50 [°C]
Cyklus vozů (C_{voz}): (vůz se přemístí v průběhu 1 hodiny cca 3x)	20 [min]
Hmotnost rámu vozu předpokládaná (m_{ram}):	9 000 [kg]
Hmotnost přepravované oceli maximální množství ($m_{oc.max.}$):	32 000 [kg]
Hmotnost kola pohaněného (m_{kolp}):	500 [kg]
Hmotnost kola hnacího (m_{kolh}):	520 [kg]
Hmotnost pohonu (m_{poh}):	200 [kg]
Hmotnost krytu žárobeton ($m_{kryt.ž}$):	1 000 [kg]
Hmotnost konzoly (m_{konz}):	1 000 [kg]
Hmotnost rezervní (m_{rez}):	4 000 [kg]
Účinná šířka kolejnice jeřábová A 75 (B_k):	75 [mm]

2.2.3 Vypočítané parametry.

Hmotnost vozu (m_{voz}):.....18 440 [kg]

Hmotnost celková ($vůz + víko$). (m_c):.....24 440 [kg]

Hmotnost břemene (Q):.....47 000[kg]

Hmotnost celková (Q_c):.....71 440[kg]

$$m_{voz} = m_{ram} + 2 \cdot (m_{kolp} + m_{kolh} + m_{poh} + m_{kryt.ž}) + m_{konz} + m_{rez}$$

$$m_{voz} = 9\,000 + 2 \cdot (500 + 520 + 200 + 1\,000) + 1\,000 + 4\,000 = \\ = 18\,440 \text{ [kg]}$$

$$m_c = m_{voz} + m_{vik} = 18\,440 + 6\,000 = 24\,440 \text{ [kg]}$$

$$Q = m_p + m_{oc.max.} = 15\,000 + 32\,000 = 47\,000 \text{ [kg]}$$

$$Q_c = m_c + Q = 24\,440 + 47\,000 = 71\,440 \text{ [kg]}$$

Rezervní hmotnost, je hmotnost ostatních zařízení potřebná pro výpočet celkové hmotnosti vozu, které nejsou nikde uvedené např. spojovací materiál, různé kryty, energetické řetězy, hadice, kabely, držáky motoru, signalizační prvky, rozváděcí skříně a tak podobně.

$m_{oc.max.} = 32\,000$ [kg] hmotnost pánve v případě, že by došlo k naplnění pánve až po okraj, havarijní stav.

Popis pracovního cyklu vozu cca 20 minut:

Začátek cyklu jedna, doprava od obloukové pece cca 2 min. uzavření poklopu zavedení elektrod cca 3 min. Samotná rafinace 12 minut. Odklopení poklopu, vysunutí elektrod cca 3 minuty, konec cyklu jedna. Začátek cyklu dvě, doprava do poloviny dráhy cca 1 minuta, výměna plné pánve za prázdnou pánve cca 10 min, doprava pod pec cca 1 minuta. Odpich cca 8 minut, ukončení druhého cyklu.

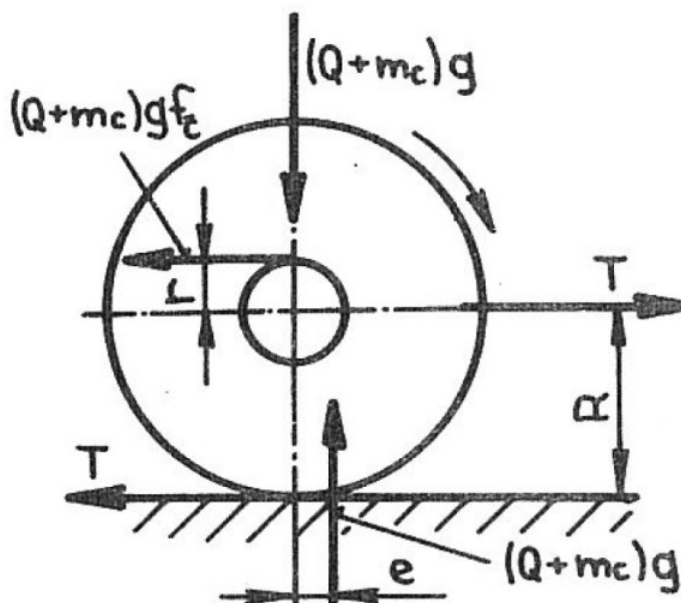
2.2.4 Výpočet jízdního odporu T [N].

Při pojíždění vozu musí hnací motor překonat pasivní odpory, které vznikají třením valivým, čepovým, třením nákolku o kolejnici a tak podobně. Přesně se dají vyjádřit, ale jen odpory vzniklé valivým a čepovým třením (momentem k ose kola).

Momentová rovnice pro výpočet jízdních odporů.

$$T \cdot R = g \cdot (Q + m_c) \cdot (e + f_{\zeta} \cdot r) \quad [\text{Nm}] \quad \text{str.86} \quad [7]$$

Jízdní odpor vypočítám upravením rovnice a dosazením součinitele κ pro ostatní odpory, které se nedají přesně vyjádřit.



Obr. 5 Schéma zatížení pojezdového kola. [7]

$$T = g \cdot \frac{(Q + m_c)}{R} \cdot (e + f_{\zeta} \cdot r) \cdot \kappa \quad [\text{N}] \quad (2 - 1) \quad [7]$$

$$T = 9,81 \cdot \frac{(47\,000 + 24\,440)}{315} \cdot (0,7 + 0,02 \cdot 60) \cdot 2,5 = 10\,568,02 \quad [\text{N}]$$

T = jízdní odpor [N] str.86 [7]
 g = normální tíhové zrychlení = 9,81 [m·s⁻²]
 R = poloměr kola = 315 [mm]
 r = poloměr čepu = 60 [mm]
 Q = hmotnost břemene = 47 000 [kg]
 m_c = celková hmotnost vozu = 24 440 [kg]
 e = součinitel valivého tření (0,6-0,8), volím 0,7 [mm] str.86 [7]
 $f_{\check{c}}$ = součinitel čepového tření (pro valivá ložiska 0,01-0,02), volím 0,02 [-] [7]
 κ = součinitel zahrnující ostatní odpory, které se přesně nedají vyjádřit, pro valivá ložiska skripta str. 86 je hodnota 2 - 2,5 volím horní hranici 2,5[-], tím zahrnuji výškovou nerovnost způsobenou ustavením kolejiště v toleranci ± 5 mm na délce 30m. [7]

2.2.5 Stanovení výkonu motoru P_m [W],

Pro správný chod vozu je nutné zvolit motor s dostatečným výkonem, který bude současně s převodovkou stačit na bezproblémový provoz zařízení.

$$P_m = \frac{T \cdot v_{voz}}{\eta_p} = [W] \quad (2 - 2) \quad [7]$$

$$P_m = \frac{10\,568,02 \cdot 0,2}{0,98} = 2\,156,7 [W] = 2,1567 [kW]$$

P_m = výkon motoru (z jízdního odporu vozu) [W]

T = jízdní odpor vozu [N]


v_{voz} = rychlost vozu 0,2 [m.s⁻¹]

η_p = účinnost čelní ploché převodovky 98 [%] katalog NORD str. A14 [8]

2.2.6 Volba elektromotoru.

Pro pohon vozu volím trojfázový asynchronní 4pólový elektromotor z katalogu, od společnosti NORD viz Tabulka 1

Tabulka 1 Technická data navrženého elektromotoru.[8]

1500 1/min 50 Hz		230/400 V & 400/690 V 4 pole													
		IE2 S1													
	P _N	n _N	M _N	I _N		cos	η			η ¹⁾	M _A /M _N	M _K /M _N	I _A /I _N	J	
Type	[kW]	[rpm]	[Nm]	230/400 V [A]	400/690 V [A]	φ	1/2xP _N [%]	3/4xP _N [%]	4/4xP _N [%]	4/4xP _N [%]				[kgm ²]	* [kg]
80 SH/4	0,55	1420	3,7	2,44/1,41	1,41/0,81	0,7	77,7	80,7	80,8	80,4	3,2	3,2	5,1	0,0014	9
80 LH/4	0,75	1415	5,06	3,05/1,76	1,76/1,02	0,75	81,6	83	82,4	81,6	3	3,1	5,2	0,0019	10,2
90 SH/4	1,1	1435	7,32	4,19/2,42	2,42/1,40	0,8	80,9	82	81,8	81,4	3,1	3,5	6,1	0,0034	15,1
90 LH/4	1,5	1415	10,1	5,8/3,35	3,35/1,93	0,79	81,3	82,4	82,8	82,8	3,3	3,5	5,8	0,0039	16,8
100 LH/4	2,2	1445	14,5	8,05/4,65	4,65/2,68	0,79	85,2	86,7	86,6	85,3	3,7	4,3	7,3	0,0075	25,2
100 AH/4	3	1425	20,1	11,4/6,59	6,59/3,80	0,77	86,4	86,7	85,6	85,5	3,1	3,5	6,3	0,0075	25,2
112 MH/4	4	1440	26,5	13,9/8,02	8,02/4,63	0,83	87,4	87,6	86,7	86,6	3,1	3,6	7,5	0,014	35,5
132 SH/4	5,5	1460	36	18,5/10,7	10,7/6,18	0,84	87,6	88,5	88,2	87,7	3,1	3,5	7,6	0,032	55
132 MH/4	7,5	1460	49	26,0/15	15/8,7	0,81	88,5	89,5	89,3	88,7	3,3	3,9	7,5	0,035	62

2.2.7 Stanovení otáček pojízďejícího kola n_k [s⁻¹].

Pro správné zvolení převodovky, musím nejdříve znát otáčky pojízďejících kol. Otáčky vypočítané ze zadaných hodnot.

$$n_k = \frac{v_{voz}}{\pi \cdot D_k} \quad [s^{-1}] \quad (2 - 3) \quad [7]$$

$$n_k = \frac{0,2}{\pi \cdot 0,63} = 0,101 [s^{-1}] = 6,06 [min^{-1}]$$

D_k = průměr pojízďejícího kola [m]

v_{voz} = rychlost vozu 0,2 [m.s⁻¹]

n_k = otáčky pojízďejícího kola [s⁻¹]

2.2.8 Skutečné otáčky pojízďejícího kola n_{ks} [s⁻¹].

Pro stanovení skutečných otáček, potřebujeme znát skutečnou pojezdovou rychlost vozu, tu si spočítáme níže.

$$n_{ks} = \frac{v_{voz.sk}}{\pi \cdot D_k} \quad [s^{-1}] \quad (2 - 4) \quad [7]$$

$$n_{ks} = \frac{0,2082}{\pi \cdot 0,63} = 0,105 \quad [s^{-1}] = 6,3 \quad [min^{-1}]$$

$$n_{ks} = \text{skutečné otáčky pojíždějího kola} \quad [s^{-1}]$$

$$v_{voz.sk} = \text{skutečná rychlost pojíždění} \quad [m \cdot s^{-1}]$$

2.2.9 Skutečná pojezdová rychlost $v_{voz.sk} [m \cdot s^{-1}]$.

Skutečná pojezdová rychlost vozu je vypočítána z výstupních otáček na hřídeli příslušné převodové skříně viz Tabulka 2. Jenže pro stanovení skutečného převodového poměru musíme znát převodový poměr, který si vypočítáme ze vztahu uvedeného níže. Následně zvolíme nejbližší převodový poměr určený výrobcem převodových skříní.

$$v_{voz.sk} = \pi \cdot D_k \cdot \frac{n_N}{i_{ges}} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (2 - 5) \quad [7]$$

$$v_{voz.sk} = \pi \cdot 0,63 \cdot \frac{1425}{225,79 \cdot 60} = 0,2082 \quad [m \cdot s^{-1}]$$

$$n_N = \text{skutečné otáčky motoru} = 1425 \quad [min^{-1}] \text{ viz Tabulka 1}$$

$$i_{ges} = \text{skutečný převodový poměr} = 225,79 \quad [-] \text{ viz Tabulka 2}$$

2.2.10 Potřebný převodový poměr $i_{pp} [-]$.

Potřebný převodový poměr vypočítáme z otáček motoru a otáček pojíždějího kola, které jsme si vypočítali ze vztahu uvedeného výše.

$$i_{pp} = \frac{n_N}{n_k \cdot 60} \quad [-] \quad (2 - 6) \quad [7]$$

$$i_{pp} = \frac{1\,425}{0,1 \cdot 60} = 237,5 \quad [-]$$

n_N = skutečné otáčky motoru $[s^{-1}] = 1425$ viz Tabulka 1

n_k = otáčky pojíždějícího kola $[s^{-1}]$

i_{pp} = potřebný převodový poměr $[-]$

Tabulka 2 Technické data navrhované převodovky.[8]

P_1 [kW]	n_2 [min ⁻¹]	M_2 [Nm]	f_B	i_{ges}	F_R [kN]	F_A [kN]	F_{RVL} [kN]	F_{AVL} [kN]		kg	mm
3,00	2,0	14444	0,8	718,43	74,6	73,0	100,0	100,0	SK 8382/32 - 100 AH/4	425	C101
	2,3	12323	1,0	612,94	74,1	73,0	100,0	100,0			
	2,6	11078	1,1	551,02	73,5	73,0	100,0	100,0	SK 8382/42 - 100 AH/4	440	C101
	3,0	9420	1,3	468,52	72,3	73,0	100,0	100,0			
	4,1	6970	1,7	346,66	69,2	73,0	100,0	100,0			
	3,7	7774	1,6	386,68	71,2	73,0	100,0	105,0	SK 8382 - 100 AH/4	395	C93
	4,5	6400	2,0	318,31	68,3	73,0	100,0	105,0			
	7,1	4041	2,7	201,00	62,2	73,0	100,0	105,0			
	3,3	8756	0,8	435,50	43,4	58,0	72,1	80,0	SK 7382/22 - 100 AH/4	289	C101
	3,8	7565	0,9	376,26	47,9	58,0	74,9	80,0			
	4,2	6811	1,1	338,79	50,2	58,0	76,4	80,0	SK 7382 - 100 AH/4	270	C91
	5,2	5500	1,4	273,57	52,1	58,0	78,6	80,0			
	6,6	4351	1,9	216,43	49,9	58,0	80,1	80,0			
	7,0	4121	1,8	204,99	49,8	58,0	80,3	80,0			
	8,8	3260	1,9	162,17	47,3	58,0	81,2	80,0			
	9,5	3027	2,5	150,57	46,7	58,0	81,4	80,0			
	12	2480	3,0	123,37	44,7	58,0	81,8	80,0			
	13	2143	3,5	106,59	43,1	58,0	81,9	80,0			
	4,1	6983	0,8	347,33	16,5	46,5	44,3	60,0	SK 6382/22 - 100 AH/4	216	C101
	4,5	6379	0,9	317,28	22,8	46,5	47,0	60,0	SK 6382 - 100 AH/4	197	C89
	5,3	5380	1,1	267,59	29,8	46,5	50,8	60,0			
	5,7	5062	0,9	251,76	31,4	46,5	51,8	60,0			
	6,3	4540	0,9	225,79	33,8	46,5	53,2	60,0			
	6,7	4269	1,1	212,33	34,9	46,5	53,9	60,0			
	8,3	3445	1,6	171,34	37,6	46,5	55,7	60,0			

2.2.11 Výpočet životnosti pojíždějících kol $L_h[h]$.

$$L_h = 500 \cdot f_h^3 \quad [h] \quad (2 - 7) \quad [7]$$

$$L_h = 500 \cdot 5,402^3 = 78819,5 \quad [h]$$

L_h = životnost pojíždějících kol $[h]$

f_h = součinitel trvanlivosti pojíždějících kol $[-]$

2.2.12 Počet provozních hodin za rok L_{hr} [h·rok⁻¹].

$$L_{hr} = d_r \cdot f_o \cdot t_1 \quad [\text{h} \cdot \text{rok}^{-1}] \quad (2 - 8) \quad [7]$$

$$L_{hr} = 350 \cdot 72 \cdot 0,04166 = 1049,8 \quad [\text{h} \cdot \text{rok}^{-1}]$$

L_{hr} = životnost pojíždějících kol v počtu provozních hodin za rok [h·rok⁻¹]

d_r = počet pracovních dní v roce [den·rok⁻¹] – d_r volím 350

f_o = pracovní cyklus pojíždění vozu viz zadání $3 \cdot 24 = 72$ [den⁻¹]

t_1 = doba pojezdu vozu = 0,04166 [h]

2.2.13 Doba pojezdu vozu t_1 [h].

$$t_1 = \frac{l_{max}}{v_{voz.sk}} \quad [\text{h}] \quad (2 - 9) \quad [7]$$

$$t_1 = \frac{30}{0,2082 \cdot 3600} = 0,04[\text{h}]$$

l_{max} = maximální délka pojezdové dráhy viz zadání 30 [m]

$v_{voz.sk}$ = 0,2082 [m · s⁻¹]

2.2.14 Životnost pojíždějících kol L_z [roků].

$$L_z = \frac{L_h}{L_{hr}} \quad [\text{roků}] \quad (2 - 10) \quad [7]$$

$$L_z = \frac{78819,5}{1049,8} = 75,08 \quad [\text{roků}]$$

L_z = životnost pojíždějících kol počet let v provozu [roků]

2.2.15 Součinitel trvanlivosti pojíždějících kol [-].

$$f_h = \frac{D_k \cdot k_1 \cdot b_k \cdot f_n}{k_m} [-] \quad (2 - 11) \quad [7]$$

$$f_h = \frac{630 \cdot 11,5 \cdot 75 \cdot 1,742}{175206,6} = 5,402 [-]$$

k_1 = součinitel materiálu pojíždějících kol [MPa] z [9] volím 11,5

b_k = účinná šířka kolejnice 75[mm]

f_n = součinitel počtu otáček pojíždějících kol [-]

k_m = maximální zatížení na jedno kol [N]

2.2.16 Součinitel počtu otáček f_n [-].

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33,3}{n_{ks} \cdot 60}} [-] \quad (2 - 12) \quad [7]$$

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33,3}{0,105 \cdot 60}} = 1,742 [-]$$

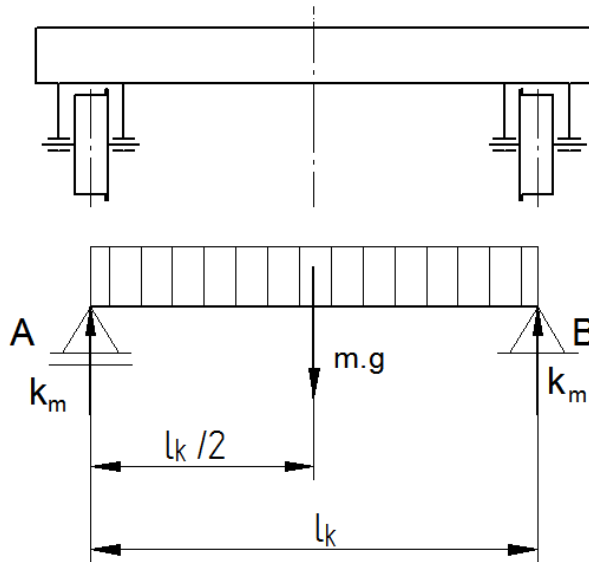
2.2.17 Maximální zatížení na jedno kolo k_m [N].

Při výpočtu vycházím z momentové rovnice k pravé podpoře pojíždějícího ústrojí.

$$F_{iA} = 2 \cdot k_m \cdot l_k - m \cdot g \cdot \frac{l_k}{2} [N] \quad (2 - 13)$$

$$\Rightarrow k_m = \frac{m \cdot g \cdot l_k}{4 \cdot l_k} [N]$$

$$k_m = \frac{71440 \cdot 9,81}{4} = 175\,206,6 [N]$$



Obr. 6 Schéma. [31]

l_k = rozteč os kolejnic[m]

2.2.18 Kontrola minimálního průměru pojízďejícího kola $D_{k.min}$ [mm].

$$D_{k.min} \leq D_k \text{ [mm]}$$

$$D_{k.min} = \frac{k_m \cdot f_{h1}}{k_1 \cdot b \cdot f_{kn}} \text{ [N]} \quad (2 - 14)$$

$$D_{k.min} = \frac{175206,6 \cdot 1,5}{11,5 \cdot 75 \cdot 1,742} 174,91 \text{ [mm]}$$

$$174,91 \leq 630 \text{ [mm]} \text{ podmínka splněna}$$

f_{h1} =předběžný součinitel trvanlivosti pojízďejících kol [-] z [9] volím 1,5

$D_{k.min}$ = minimální průměr pojízďejícího kola [mm]

k_1 = součinitel materiálů pojízďejících kol [MPa]

2.2.19 Výpočet nalisovaného spoje kola hřídeli

Spojení náboje a hřídele se dosahuje pružnými deformacemi v hřídeli a náboji uložené s přesahem, které vzniká po jejich vzájemném zalisování do sebe.

Při navrhování nalisovaného spojení, vycházím z předpokladu jednotné díry H7 a krouticího momentu na výstupní hřídeli převodovky. Na základě těchto údajů spočítám potřebný minimální přesah pro přenos krouticího momentu.

Z podmínky bezpečného přenosu krouticího momentu M_K třecím momentem M_T vypočítám minimální potřebný tlak mezi nábojem a hřídelem.

$$M_T = p_{MIN} \cdot \pi \cdot d_1 \cdot l \cdot f \cdot \frac{d_1}{2} = k \cdot M_K \quad [\text{Nm}] \quad (2 - 15) \quad [22]$$

$$p_{MIN} = \frac{2 \cdot k_l \cdot M_K}{\pi \cdot d_1^2 \cdot l \cdot f} = \frac{2 \cdot 3 \cdot 4540 \cdot 10^3}{\pi \cdot 140^2 \cdot 160 \cdot 0,15} = 18,43 \quad [\text{MPa}]$$

Součinitele tření pro lisované součásti:

$f = 0,10 \div 0,15$ obě součásti ocelové, kalené, broušené, lisované za studena

$f = 0,12 \div 0,20$ obě součásti ocelové, hladce obrobené, lisované za studena

$f = 0,15 \div 0,25$ obě součásti ocelové, jemně obrobené, lisované za tepla

k_l = bezpečnost přenosu zatížení třením volíme v $(2 \div 3)$ volím 3 [22]

M_K = krouticí moment [Nm]

M_T = třecí moment [Nm]

2.2.20 Výpočet minimálního přesahu Δd_{MIN} [mm].

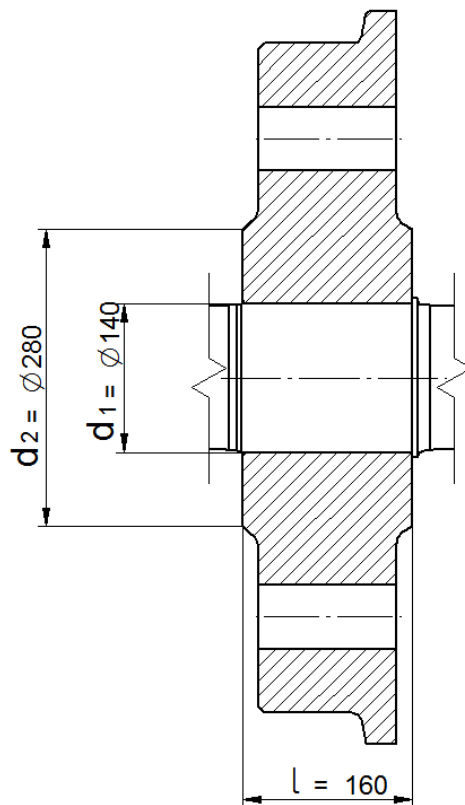
$$\Delta d_{1 MIN} = p_{MIN} \cdot d_1 \cdot \frac{C^N + 1}{E} = [\text{mm}] \quad (2 - 16)$$

$$\Delta d_{1 MIN} = 18,43 \cdot 140 \cdot \frac{1,667 + 1}{2,1 \cdot 10^5} = 0,0328 [\text{mm}]$$

E = modul pružnosti ocelového hřídele a náboje = $2,1 \cdot 10^5$ [MPa]

C^N = rozměrová charakteristika náboje

$$C^N = \frac{d_2^2 + d_1^2}{d_2^2 - d_1^2} [-] = \frac{280^2 + 140^2}{280^2 - 140^2} = 1,667 [-] \quad (2 - 16)$$



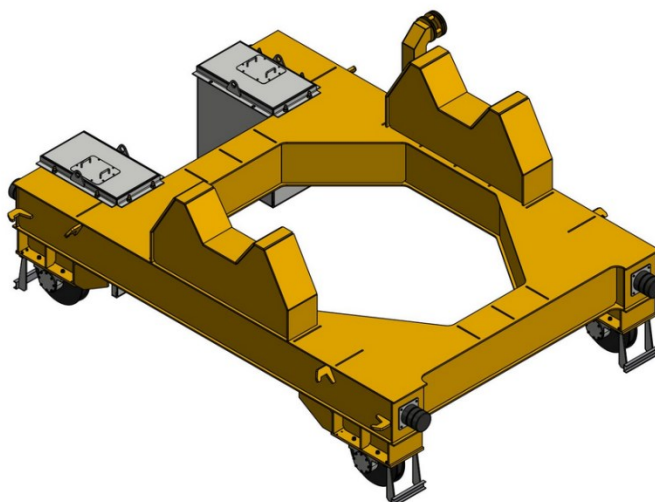
Obr. 7 Schéma kola pro výpočet nalisovaného spoje. [31]

Z minimálního přesahu určím toleranci na hřídeli. Díra je navržena 140 H7 = toleranční pole v rozmezí 140 ÷ 140,04 [mm]. Proto hřídel volím 140 s6 = toleranční pole v rozmezí 140,092 ÷ 140,117 [mm]. Minimální potřebný průměr hřídele, pro přenos krouticího momentu $M_K = 4540$ [Nm], při maximálním průměru díry, $= 140,04 + 0,0328 = 140,0728$ [mm]

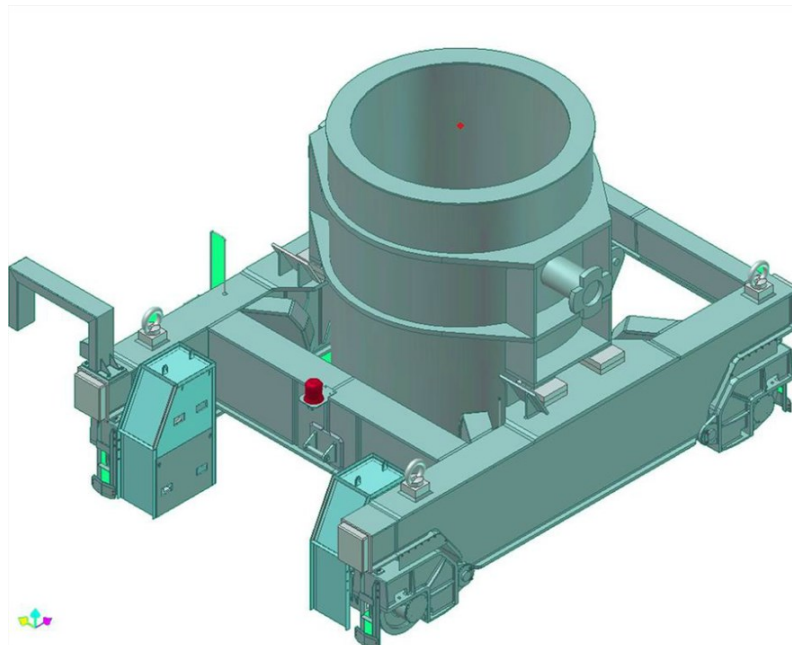
3 Konstrukční návrh vozu, hlavní části a přehled jejích provedení.

3.1 Konstrukční návrh.

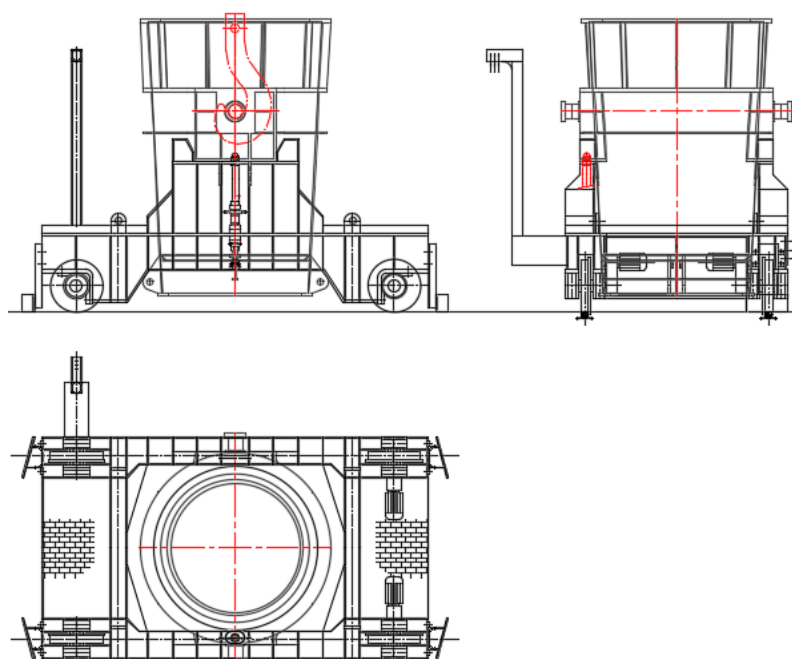
Tento návrh vychází z rozměrového a hmotnostního návrhu pánve, na jehož základě byl stanoven maximální odporový moment pro pohon vozu. Pro překonání tohoto maximálního odporového momentu byl navržen pohon vozu, včetně ocelové konstrukce. Uchycení pohonu k pohaněné hřídeli je řešeno pomocí tvarového spojení. Jednotlivé zadané konstrukční uzly byly početně zkontrolovány v MKP. Jejich projekčně - konstrukční řešení, včetně hlavních rozměrů, je dokumentováno v příloze výkresové dokumentace. Podklady pro svůj návrh jsem čerpal prostudováním odborné literatury, dále z internetových stránek a nakonec z poznatků a zkušeností mých kolegů z projekce a konstrukce VÍTKOVICE HEAVY MACHINERY, a. s. Na Obr. 9, 10, a 11 jsou tři různá konstrukční řešení, ze kterých jsem při svém návrhu vycházel.



Obr. 8 Koncept vozů z Teheránu. [18]



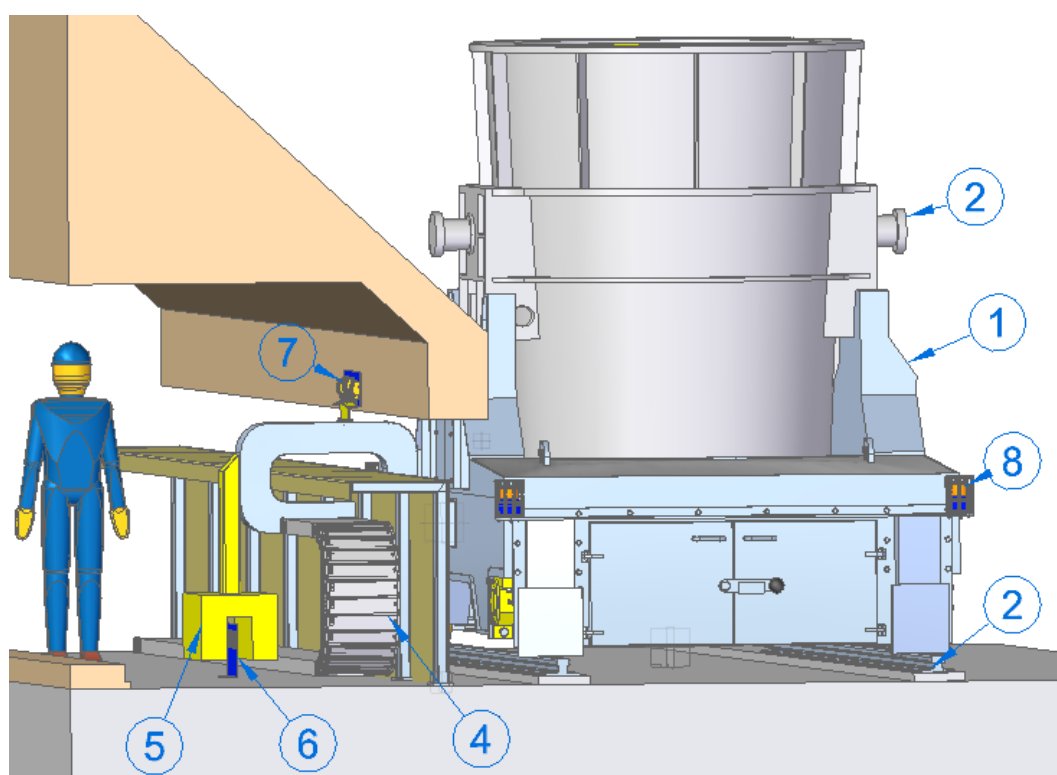
Obr. 9 Koncept vozů – pro pánev 90 t. Maďarsko. [19]



Obr. 10 Koncept vozů - VÍTKOVICE HEYVY MACHINERY, a. s. [10]

3.2 Koncepce zařízení pro přepravu pánve.

Na Obr. 11 je zobrazený celkový pohled na zařízení pro přepravující pánev s tekutou ocelí mezi elektrickou obloukovou pecí, a pánvovou pecí. Základní část zařízení tvoří vůz Pol. 1 posazený na kolejnici Pol. 2 na voze je ustavená pánev Pol. 3. Přívod energií k vozu je zajištěný pomocí energetického řetězu Pol. 4. Stavění vozu ve správné poloze kontroluje snímací hlava Pol. 5 po najetí na kódovou desku Pol. 6. Zpomalení a zastavení vozu je řešeno pomocí desky se spínači, přes nájezdovou rampu. Vůz je vybavený signálními světly a houkačkou Pol. 8.

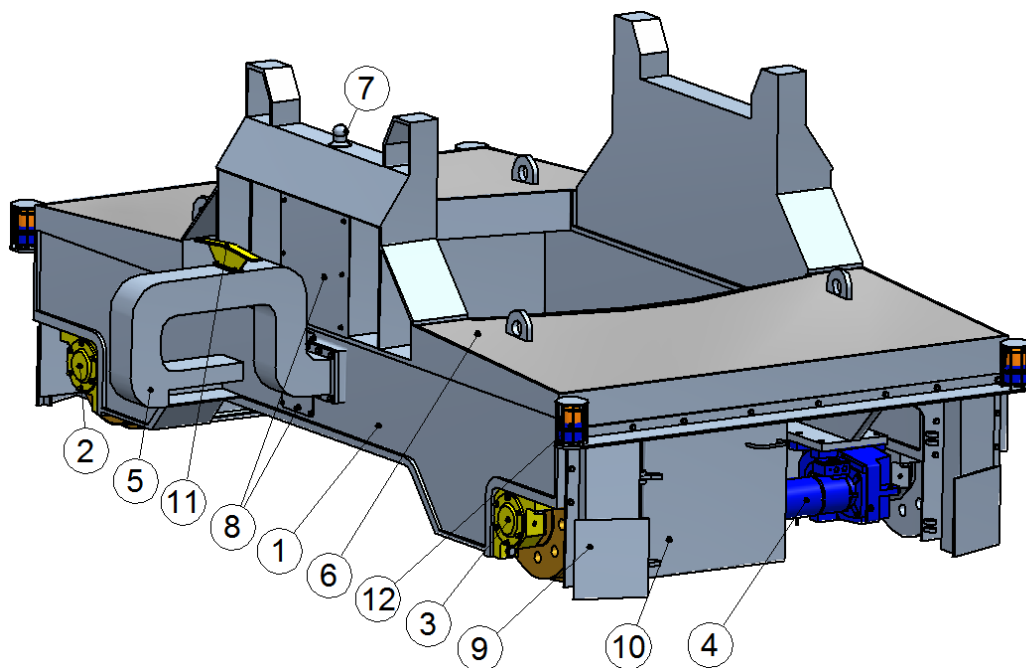


Obr. 11 Vlastní návrh řešení vozu. [31]

3.3 Popis vozu a jeho části.

Převážecí vůz pro pánev 30t Obr. 12 se sestává z rámu vozu Pol. 1, který je jako svařenec z plechu tvořen dvěma podélnými a dvěma příčnými skříňovými nosníky. Na horní ploše je nástavba s naváděním pánve, opatřena tvrdonávarem proti otěru. Na spodní části rámu vozu jsou opracované dosedací plochy, pro přišrou-

bování pojezdových kol. Vnější bok je osazený přivařenou deskou pro držák energetického řetězu Pol. 5. Ve střední části rámu je připravený otvor pro automatické připojení argonu Pol. 7. K pojezdu vozu slouží hnací a hnaná pojezdová kola Pol. 2 a 3, uložená v rohových ložiscích. Každé hnací kolo má na hřídeli nasunutou čelní převodovou skříň Pol. 4, která je opatřena motorem s brzdou. Přenos krouticího momentu je zajištěný přes pero na hřídeli. Čela vozu jsou opatřena stěrači Pol. 9 pro čištění prostoru kolejnice před vozem. Stírací plechy se dají posunovat ve svislém směru, čímž se dá nastavit potřebná vůle mezi kolejnicí a stíracím plechem. Ve stěračích nejsou zhotovené otvory pro případné projetí přes navařenou narážku na konci kolejnice. Čištění by ztratilo význam. Koncové polohy zastavení jsou řešeny pomocí koncových spínačů přes nájezdovou rampu Pol. 11, jež je součástí vozu. K oběma čelům vozu jsou přišroubovány stěny s dveřmi, aby byl umožněn přístup k pohonům a ostatním zařízením. Na horní ploše vozu jsou navařené plechové kotvy, které umožní lepší propojení rámu s žarobetonem Pol. 6, který chrání rám před rozstříkovaným kovem. Na boční stěně rámu jsou přišroubované kryty Pol. 8, umožňující přístup k automatickému připojení. Na čelech vozu jsou namontované plechové kryty Pol. 12 chránící signální světla.



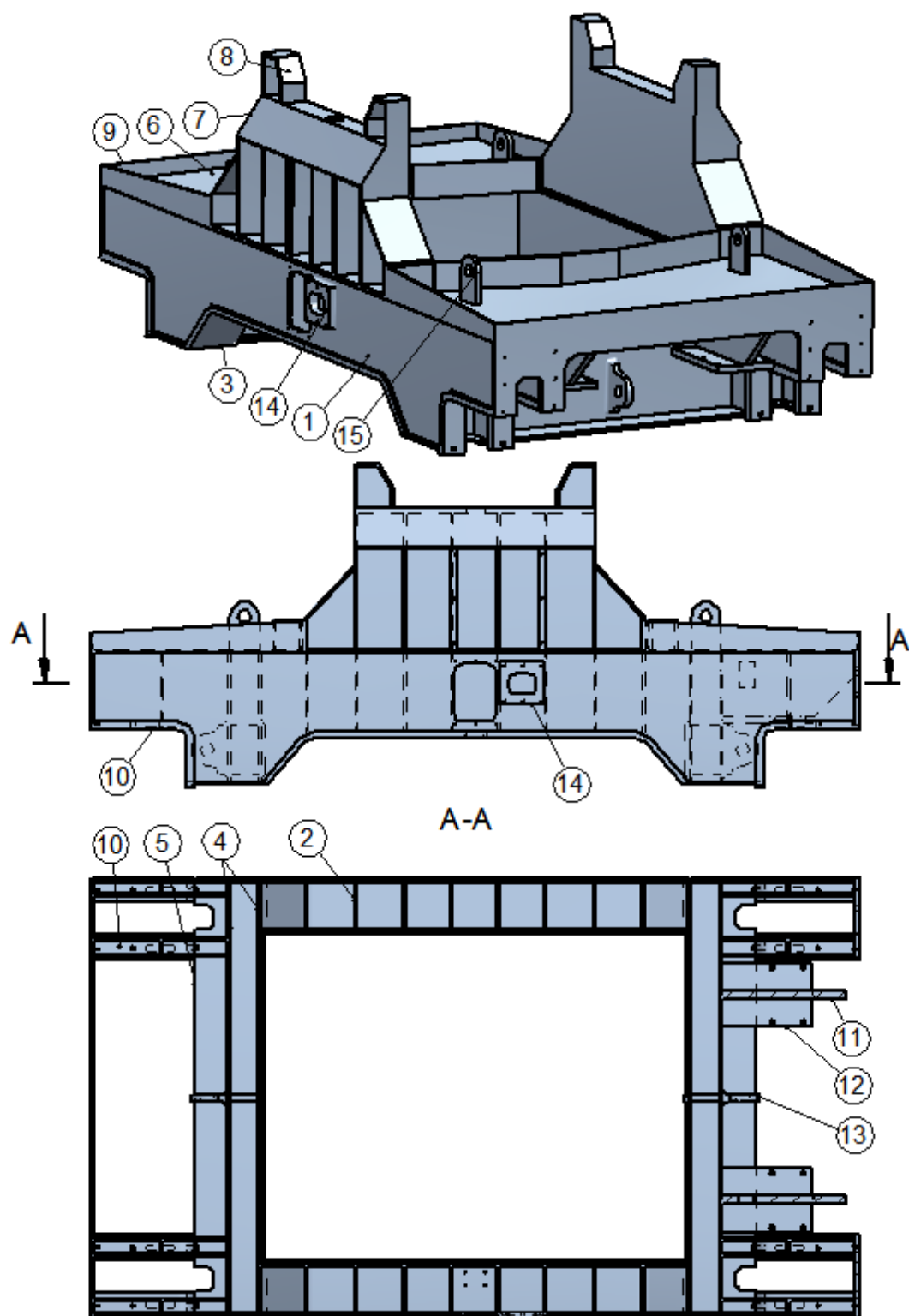
Obr. 12 Sestava vozu. [31]

3.4 Rám vozu popis.

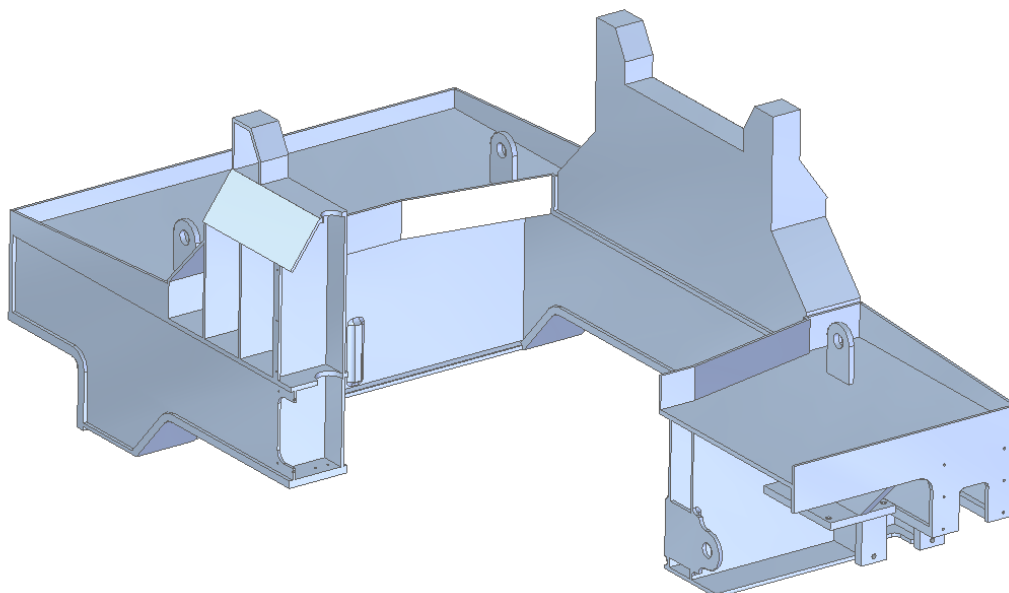
Rám na Obr. 13 přenáší veškeré zatížení od hmotnosti pánve na kolejnice, proto musí být jeho konstrukce dostatečně tuhá a pevná. Nesmí docházet k jeho nadměrné deformaci nebo přičení, tyto deformace mohou zapříčinit nerovnoměrné rozložení váhy mezi jednotlivými koly. Následkem by bylo zvýšení kontaktního tlaku mezi kolem a kolejnicí, což by mohlo vést k rychlému opotřebení kola, nebo kolejnice.

Proto volím jako základ konstrukce rámu, svařenec zhotovený z plechů, jakosti 11 523.1 o tloušťkách 15 až 50 mm, všechny plechy jsou mezi sebou svařené na plný průvar, (*eliminace napětových špiček v místech spojů*).

Základ rámu tvoří podélné a příčné plechové nosníky vzájemně k sobě přivařené. Podélné nosníky jsou vyrobené z 15 mm tlustých plechových tvarových výpalků Pol. 1, mezi něž jsou vloženy a zavařeny 15 mm tlustá žebra Pol. 2. Spodní část nosníků je vyrobena ze 40 mm tlusté pásnice Pol. 3, která je předem tvarově upravená ohybem. Příčné nosníky Pol. 4 jsou vyrobené z 15 mm tlustých plechových stojin, ke kterým je ze spodní strany přivařena, 20 mm tlustá pásnice Pol. 5. Takto zhotovené nosníky jsou přivařené k vrchní desce Pol. 6, na, které je z 15 mm tlustých plechů zhotovená celková nástavba Pol. 7 s naváděním pánve Pol. 8 opatřená návarem proti otěru. Horní plocha rámu je olemovaná 15 milimetrovým plechem Pol. 9, který tvoří bednění, pro zalití rámu žáru odolným materiálem, zároveň vůz činí tužším. Ve spodní části rámu jsou ohnuté pásnice z 50 mm tlustého plechu Pol. 10, na nichž jsou opracované dosedací plochy, s drážkami pro péra a závity pro šrouby, jež slouží k uchycení rohových ložiskových domků. V přední části rámu jsou přivařené 40 mm tlusté žebra z plechů Pol. 11, ke kterým je přivařena nosná deska Pol. 12 opatřená závitovými otvory pro uchycení převodovky s elektromotorem. Pro havarijní přesun pánve je rám osazený z obou stran oky Pol. 13, které jsou vyrobené ze 40 mm tlustého plechu, jež prochází skrz přes příčné stojiny. Na levé straně podélného nosníku je přivařena pod Pol. 14, 50 mm tlustá deska se závity pro uchycení držáku energetického řetězu. Vrchní deska je osazena čtyřmi závěsnými úchyty Pol. 15 z 30 mm tlustého plechu.



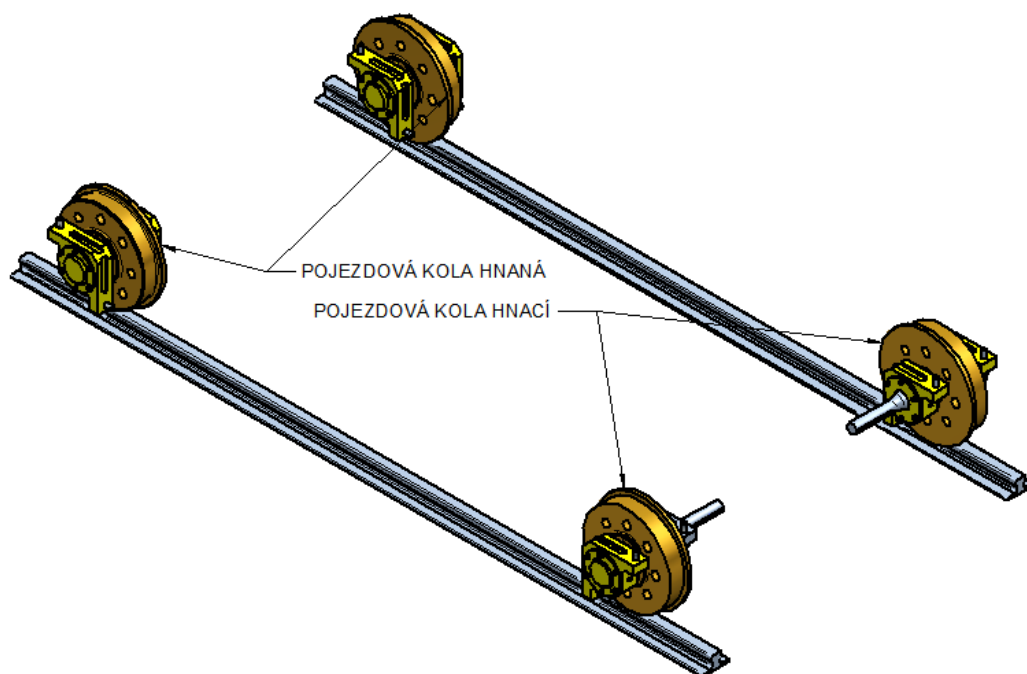
Obr. 13 Rám vozu. [31]



Obr. 14 Částečný řez rámu. [31]

3.5 Pojezdová kola.

Vůz je osazený čtyřmi pojezdovými koly, dvě kola jsou hnací Obr. 15 a dvě hnací. Pojezdové kolo umožňuje vozu pojíždět po kolejové dráze. Slouží k přenesení tažné síly pohonu na celý vůz, tím vozu umožňují pohyb, mezi elektrickou obloukovou a pánvovou pecí. Průměry kol jsou normalizované, vyráběné v různých rozměrových řadách např. 250, 320, 400, 500, 630, 710, 800, a 900 mm. Dále je možnost výběr kol z několika tvarů. Vozy pohybující se v hutním prostředí zpravidla používají kola s jedním nákolkem na vnitřní straně kolejové dráhy. Nákolky slouží k zachytávání bočních sil, kolmých ke kolejové dráze, přičemž vedou vůz po kolejnici. Mezi nákolkem a kolejnicí je boční vůle, umožňující eliminovat nerovnost dráhy způsobené montáží, opotřebením a v neposlední řadě tepelnou roztažností materiálů. Kola se vyrábějí velikostně odstupňované s danou nosností na jedno kolo. Vyrábějí se odléváním, popřípadě kování, pro kovaná kola je nejčastěji používána ocel 42 Cr Mo 4 dle (ČSN 12 145). [18]

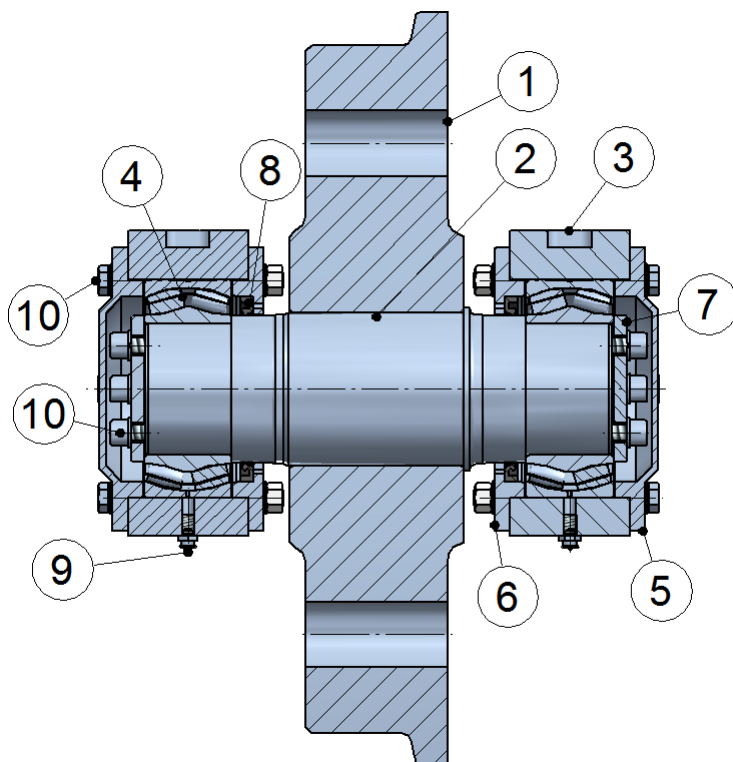


Obr. 15 Pojezdová kola. [31]

3.5.1 Popis navrhovaného pojezdového kola.

Pojezdové kolo sestává z vlastního tělesa kola, opracovaný výkovek s jedním nákolkem na Obr. 16 Pol. 1 na, které je nalisována kovaná hřídel Pol. 2, jež je vyrobená z oceli 15 260.7 a zušlechťená na 850 ± 50 MPa. Na hřídel jsou uloženy SKF ložiska Pol. 4, která jsou vsazena do ložiskových domků Pol. 3. Proti axiálnímu pohybu jsou ložiska zajištěná přídržkou Pol. 7. Vnější stranu domků uzavírají krycí víka Pol. 5, které umožňují mírný axiální pohyb vnějších kroužků ložiska. Vnitřní stranu domku uzavírají víka Pol. 6 s opracovaným otvorem pro rotační těsnění Pol. 8. V čelní straně domku je závitový otvor pro umístění mazací hlavice Pol. 9. Doplnkový spojovací materiál je na Obr. 16 označený Pol. 10.

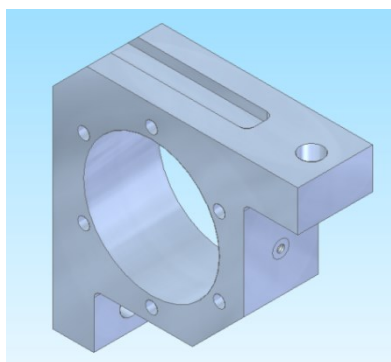
Konstrukce a materiál pojezdových kol jsou zaměřeny na vysokou životnost i přijatelnou cenu pro koncového uživatele. Z těchto důvodů jsou všechny díly pojezdových kol unifikované. Liší se volbou hřídele.



Obr. 16 Sestava pojezdového kola. [31]

3.5.2 Ložiskové těleso.

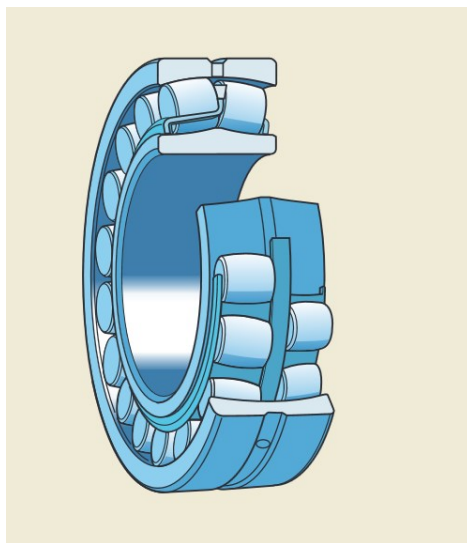
Ložiskové těleso zobrazené na Obr. 17 slouží pro uchycení pojezdových kol, a s tím souvisejícím přenesením tažné síly na celý vůz. Ložiskové těleso je opracované, vyrobené z tlustého plechového výpalku jakosti (11 523.1) ve, kterém jsou drážky pro pera umožňující přenos sil a momentu tvarovým stykem. Větší otvory slouží pro upevnění domku na vůz, přes menší se upevní víka.



Obr. 17 Těleso ložiskového domku. [31]

3.5.3 Ložisko.

Pojezdová kola jsou osazena soudečkovými ložisky 24124 CC/C3W33 od výrobce SKF Obr. 18. Soudečková ložiska jsou naklápěcí, nerozebíratelná a velmi odolná. Díky dvěma řadám soudečků jsou schopny přenášet velké zatížení, mají vysokou tuhost. Soudečkové ložisko má dvě řady soudečků a společnou kulovou oběžnou dráhu vnějšího kroužku. Dvě oběžné dráhy na vnitřním kroužku svírají určitý úhel s osou ložiska. Ložisko je naklápěcí, a může tedy vyrovnávat nesouost hřídele vzhledem k tělesu či průhyb hřídele. Vzhledem k těmto konstrukčním vlastnostem soudečkové ložisko v podstatě nelze nahradit v mnoha uloženíh jinými typy ložisek. Soudečkové ložisko může přenášet kromě radiálního zatížení i vysoká axiální zatížení v obou směrech a svou konstrukcí zaujímají přední postavení na trhu s ložisky.



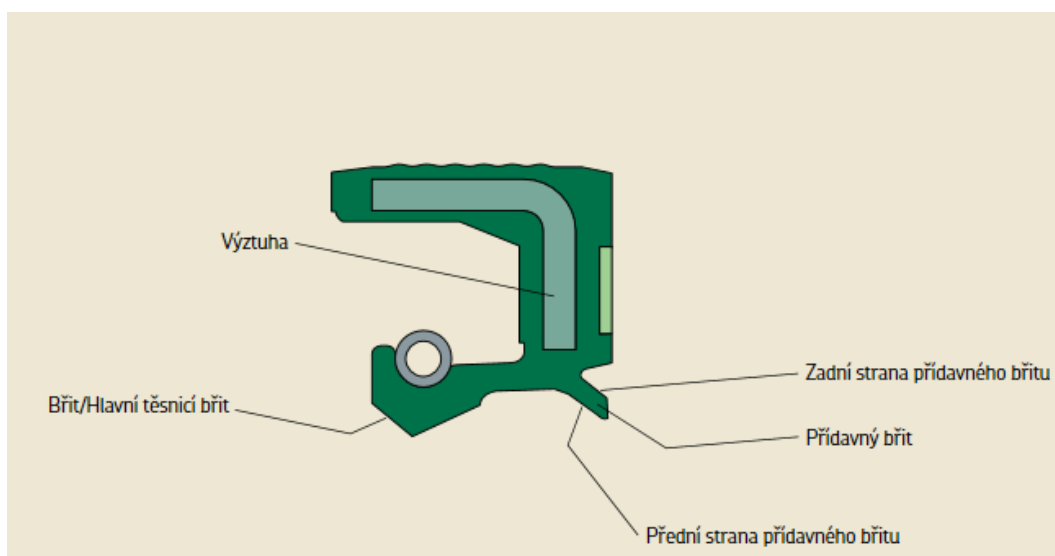
Obr. 18 Soudečkové dvouřadé ložisko s válcovou dírou 24124 CC/C3W33.[27]

Základní provedení ložisek. V závislosti na řadě a velikosti jsou standardní soudečková ložiska SKF vyráběna v jednom z následujících základních provedení. Ložiska v provedení CC mají dvě lisované ocelové klece okénkového typu, vnitřní kroužek bez přírub a plovoucí vodící kroužek středěný na vnitřním kroužku. Provedení CC je určeno zadním přídavným označením C nebo CC. Velká ložiska provedení CC se zadním přídavným označením EC nebo ECC mají optimalizovanou vnitřní konstrukci pro zvýšenou únosnost.

3.5.4 Hřídelová těsnění.

Pro utěsnění víka a tím celého ložiskového domku jsem zvolil, těsnění s vnějším průměrem z elastomeru, těsnícím břitem předepjatým pružinou a přidavným břitem viz. Obr. 19. Přidavný těsnící břit zajistí zlepšenou ochranu proti nečistotám, tyto břity mohou být kontaktní, nebo bezkontaktní. Těsnění, která jsou opatřena kontaktními přidavnými těsnícími břity, jsou určena pro vysoce znečištěná prostředí. Nevýhodou je však větší tření a zvýšení teploty pod břitem. Přidavný těsnící břit těsnění HMSA10 a CRWA1/CRWA1 je bezkontaktní, což znamená, že tato provedení mohou být běžně používána při stejných obvodových rychlostech jako provedení HMS5 a CRW1/CRWH1 s jedním břitem. [17]

Požadavky na hřídel. Pro dosažení spolehlivé výkonnosti a maximální provozní životnosti těsnění je třeba, aby těsnící plocha pro hřídelové těsnící kroužky splňovala požadavky dle katalogu SKF



Obr. 19 Těsnění s přidavnými těsnícími břity. [17]

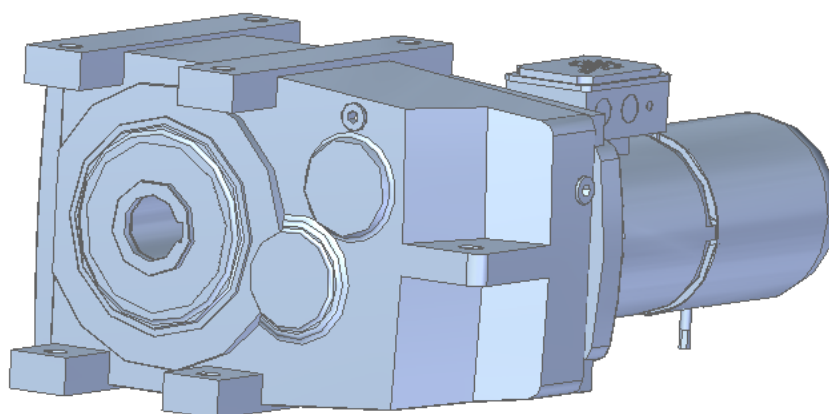
3.6 Pohon vozu.

Pro pohon jsem zvolil plochou blokovou převodovku s motorem, jehož součástí je brzda, která není na Obr 20 zobrazená. Účinnost převodovky se pohybuje, cca na 98 % viz katalog [8] str. 14, která při kombinaci s energeticky efektivními motory a centrálními nebo decentrálními měniči frekvence poskytuje rozmanitá sys-

témová řešení s maximální efektivností a hospodárností. Tato převodovka umožňuje paralelní vyosení hřídelů, což vede při srovnání s čelní převodovkou k menším konstrukčním rozměrům. Ploché převodovky se dodávají v několika variantách, pro vůz navrhuji variantu s dutým hřídelem, provedení s patkami. Obr. 21



Obr. 20 Řez plochou převodovkou. [8]

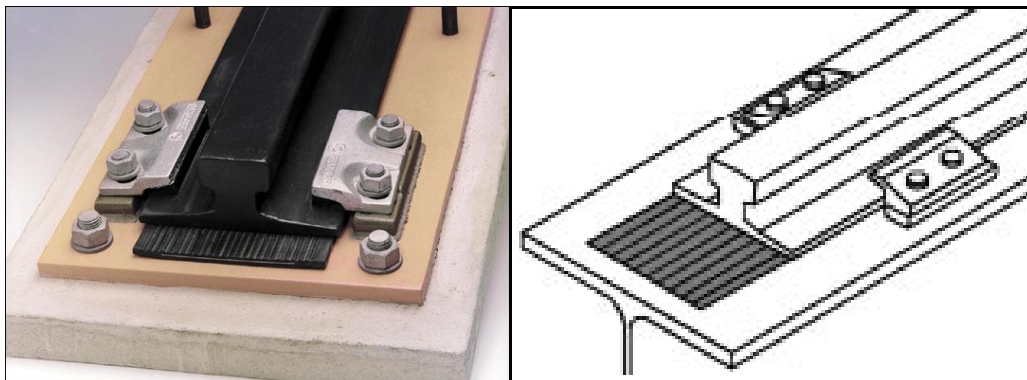


Obr. 21 Model ploché převodovky s motorem. [31]

3.7 Kolejová dráha.

Kolejová dráha bývá zpravidla zhotovena z kolejnic. Kolejnice mohou být různých tvaru a typu např. čtvercové, obdélníkové, z válcovaného materiálu

v jakostech 11 500 až 11 600, nebo speciální jeřábové. Pro vůz volím dráhu zhotovenou z jeřábové kolejnice typ A 75 dle DIN 536 viz příloha zobrazené na Obr. 22 Tento typ kolejnic lze upevnit na betonový základ, nebo ocelový profil. [12]



Obr. 22 Jeřábová kolejnice s příslušenstvím dle DIN 536. [12]

3.8 Napájení vozu - pomocí energetického řetězu.

Napájení vozu je provedeno pomocí energetického řetězu. Energetické řetězy mají výhody tam, kde je potřeba přivést lineárním pohybem velké množství ovládacích, napájecích, datových nebo sběrníkových kabelů a hadic. [13]

V průmyslové praxi je to jeden z nejpoužívanějších způsobů rozvodu elektrické energie a provozních medií k pohybujícím se strojům. Řetězy se vyrábějí plastové s nízkou hlučností pro obzvláště tiché provozy a minimálními vibracemi. Bývají zhotovené ze speciálního plastu pro vysoké nebo nízké teploty, možno použít i v prostředí s nebezpečím výbuchu. V různých rozměrech se dále vyrábějí řetězy s plastovými bočnicemi a hliníkovými příčkami, které se vyznačují především vysokou torzní pevností.

Pro svůj vůz volím standartní systém E4/00 (čteno: E4 sta) od společnosti Hennlich Industrietechnik, spol. s r.o. viz Obr. 23.



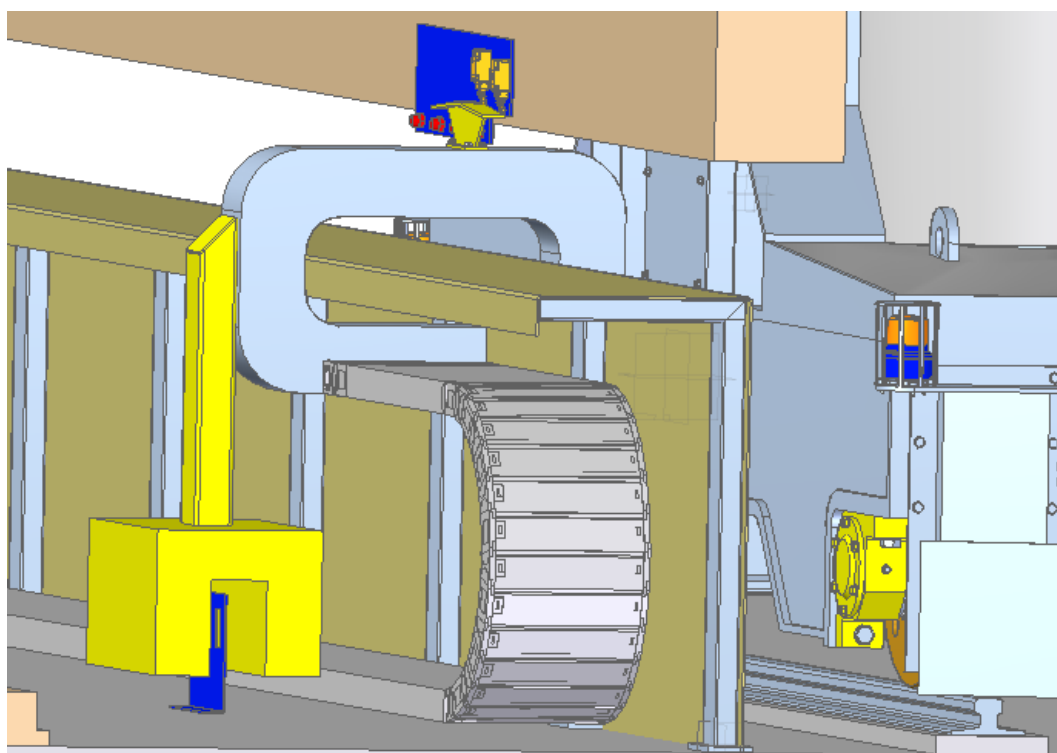
Obr. 23. Standartní systém E4/00 [13]

Mezi jeho přednosti patří. 1 - Vysoká stabilita díky jazýčku a drážce, 2 - Design vnitřních/vnějších článků, 3 - Příčné kluzné plochy pro boční provoz, 4 - Lze kombinovat uzavřené a otevřené varianty, 5 - Kryty na závěsech, otevírané vy-
cvaknutím - R1608, 6 - Odstranitelné příčky, 7 - Vnější povrch odpuzující nečis-
toty, 8 - Alternativně k dispozici se zpětným/oboustranným poloměrem ohybu
RBR!, 9 - Široké polymerové příčky, 10 - Více možností vnitřního dělení.

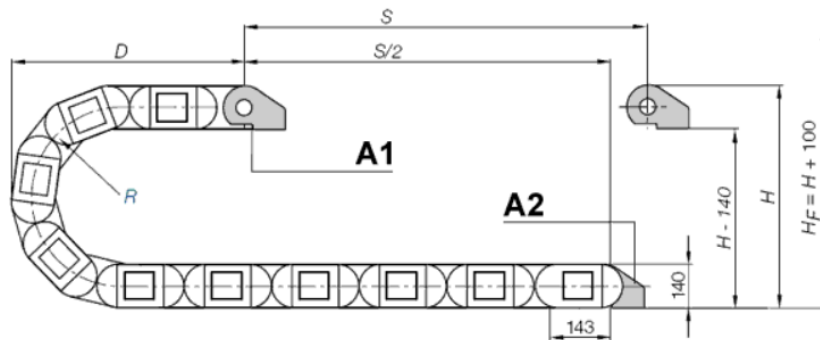
Tento řetěz patří mezi nejuniverzálnější z celé řady energetických řetězů. E4 je bezpečným řešením pro většinu aplikací. Konstrukce tohoto systému, kdy je řetěz tvořen vnitřními a vnějšími články, umožňuje velice jednoduchou montáž a de-
montáž přímo na místě. Speciální konstrukce znatelně redukuje hlučnost řetězu, která je nejnižší ve své třídě. Robustní články řetězu tlumí vnější vibrace působící

na řetěz. Jako standardní řetěz s nejširším spektrem aplikací může být systém E4/00 použit prakticky kdekoliv. Řetěz má velkou rozmanitost vnitřního členění a široký výběr modulárního příslušenství. Šířky řetězů jsou až do 2000 mm. Řetězy z této série mají vůbec nejvyšší stabilitu ze všech řetězů vyráběných firmou igus. Maximální délka pojezdu řetězu je 200 – 400 m. Kluzné plochy jsou optimalizovány. Použitým materiálem je zde Igumid G. Pro výrobu se však používá i Igumid HT nebo Igumid ESD.

Pro navrhovaný vůz volím materiál Igumid HT. Jedná se o úplně nový materiál, který byl navržen speciálně za účelem odolávání extrémním teplotám (HT = High Temperature). Materiál Igumid HT vydrží teploty až 850°C [13]. V tomto ohledu vysoce překonává všechny ostatní Igumidy. Tento materiál má poměrně vysokou cenu. [14] proto volím celou dráhu řetězu zakrytovanou, viz Obr. 24



Obr. 24 Zakrytování energetického řetězu. [31]



Obr. 25 Technické data pro zabudování řetězu do konstrukce. [14]

A1=Pohyblivý konec. A2 = Pevný konec. Rozteč: 143 mm. Články na m: 17

Pojezd: S. Délka řetězu = $S/2 + K$. Skutečná světlá výška je $H_F = H + 100$ mm (v případě dodatečného zatížení 5,0 kg/m). [14]

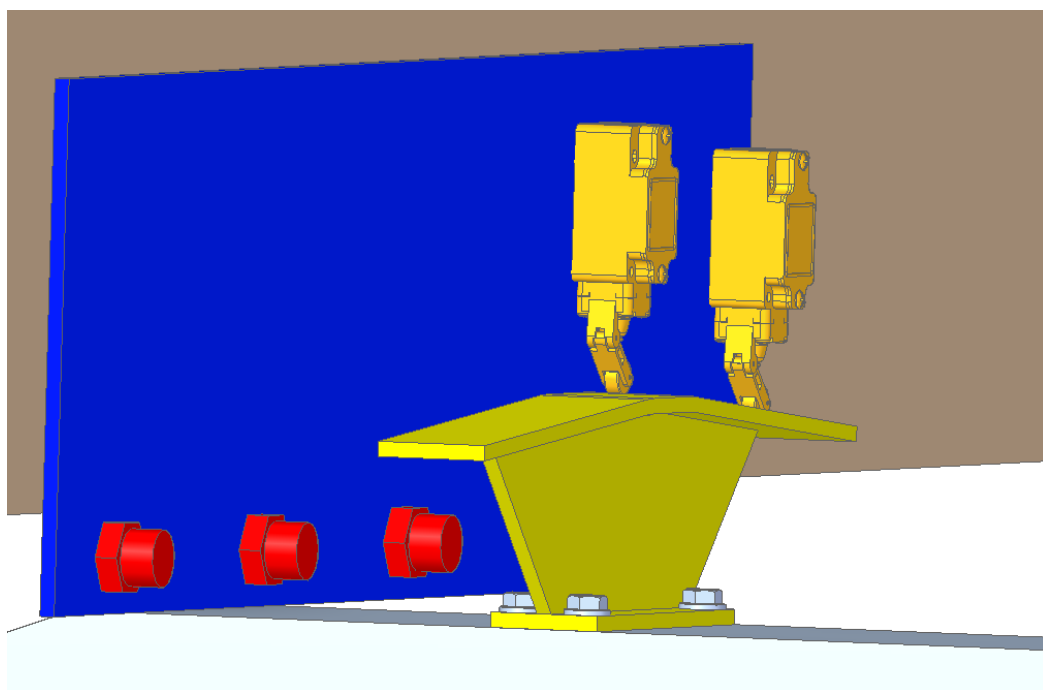
3.8.1 Koncové spínače a čidla polohy.

Zastavování vozu bude řešeno pomocí koncových spínačů. Koncový spínač je elektromechanické zařízení, díky němuž je možné určit koncové polohy drah, za které se již nesmí vůz dostat. Budou použity pákové spínače s kolečkem na konci páky. Jejich úkolem bude vypínat elektromotor (a spínat motorovou brzdu) v případě, že vůz dojedě do nejkrajnější polohy, kam by se za normálních podmínek neměl dostat. Jedná se tedy o nouzový stav. Při standardním použití nebude koncových spínačů potřeba, jelikož zpomalování, brzdění a zastavení vozu bude řízeno pomocí indukčních snímačů Obr 26, umístěných na desce koncových spínačů Obr 27.



Obr. 26 Indukční bezdotykový snímač. [24]

Indukční senzory jsou jedna z mnoha možností, jak i v obtížných podmínkách bezkontaktně detekovat nebo zjišťovat přiblížení elektricky vodivých předmětů na vzdálenosti desítek mm. Indukční snímače se proto dnes často využívají v průmyslu. [25]



Obr. 27 Deska koncových spínačů včetně senzorů pro informace o poloze vozu.

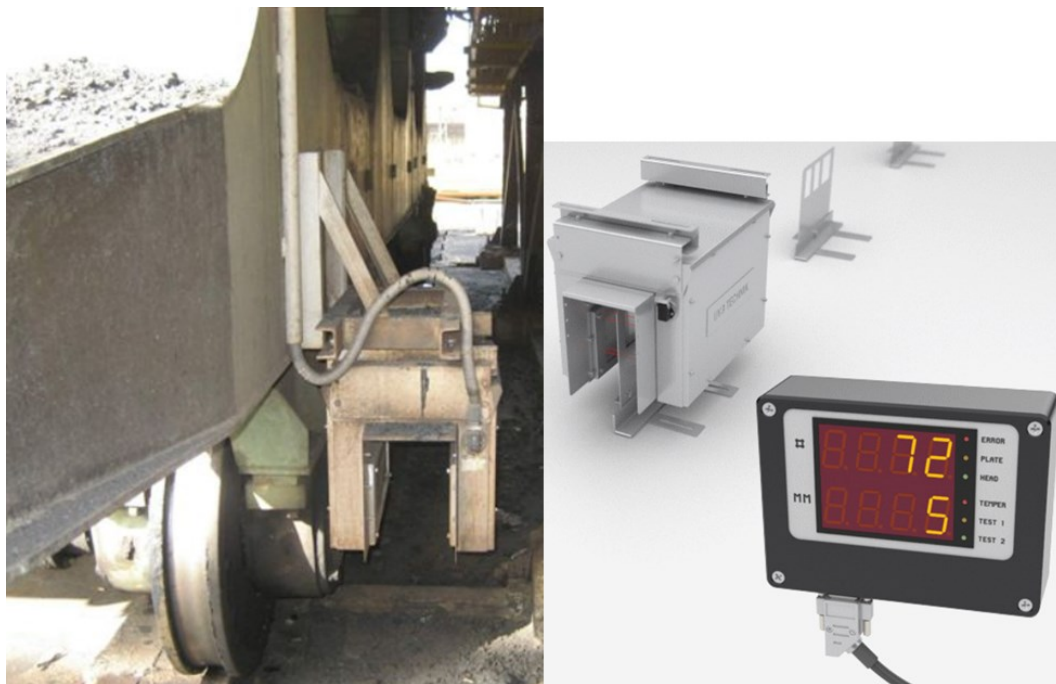
[31]

3.8.2 Snímač polohy SPKV.

Snímač polohy kolejových vozidel Obr. 28 slouží pro přesné navádění vozu k jednotlivým pracovním polohám. Výhody použití zařízení umožní zpřesnění najíždění vozu i při manuálním navádění, synchronizaci vozu, automatizaci pojezdu.

Princip: před jednotlivé pracovní polohy se uchytí kódové desky, na vůz se uchytí snímací hlava a v kabině operátora displej. Zasunutím kódové desky do štěrbin snímací hlavy při pojezdu vozu je optikou identifikováno číslo kódové desky. Displej přiřadí číslu desky její název a tím vyhodnotí, v které poloze se vůz pohybuje. Ve spodním poli displeje je zobrazena vzdálenost od středu kódové

desky se znaménkem. Zařízení je zkonstruováno velmi odolně, vhodné pro těžký průmysl. [21]



Obr. 28 Snímač polohy SPKV – 03. [21]

3.9 Bezpečnostní prvky.

Vůz musí být opatřen bezpečnostními prvky, které zajistí obsluhu a pracovníkům v blízkosti stroje určitý stupeň bezpečnosti.

3.9.1 Signální světlo.

Vůz je vybaven signálním světlem Obr. 29, od společnosti R. STAHL, které při pohybu vydává světelné záblesky. Slouží k upozornění na riziko pro lidi pohybující se v blízkosti jedoucího vozu. Světla jsou umístěna na čelních stranách vozu. Nová řada světél od fa. R. STAHL představuje nové zařízení pro výstražnou signalizaci, která odolává extrémním podmínkám prostředí – např. jejich rozsah pracovních teplot je od $-55\text{ }^{\circ}\text{C}$ do $+70\text{ }^{\circ}\text{C}$. Světelné majáky FX15 se vyznačují tělesem z polyesteru vyztuženého skleněnými vlákny, který je odolný proti korozi.

Krytí je IP66 nebo IP67. Všechny upevňovací díly jsou z korozivzdorné oceli. Kryt majáku je chráněn mřížkou z korozivzdorné oceli; samotný kryt je z ohnivzdorného polykarbonátu. Jako světelný zdroj se používá vysoce svítivá xenonová výbojka. Světelné majáky FX15 blikají jednou za sekundu. Kryt je tvořen Fresnelovými čočkami, které usměrňují energii záblesku 5 J a zajišťují svítivost majáku 49 cd (u čiré verze).

Majáky jsou vhodné pro použití v různých odvětvích. Napájení je 24 až 48 V DC nebo 115 až 230 V AC. Všechny majáky mají tři kabelové průchodky M20, které umožňují realizovat množství variant montáže a přívodu napájení. Majáky FX15 mají certifikaci [20]



Obr. 29 Světelný majáky FX15. [20]

4 Pevnostní kontrola důležitých uzlů, životnost ložisek.

4.1 Kontrolní výpočet hřídele.

Jelikož je hřídel nejvíce zatěžovanou součástí v navrhované konstrukci, je nutno ověřit, zdali je správně dimenzována a pevnostně vyhovuje. Proto bude hřídel spočítána analytickým způsobem.

4.1.1 Kontrola konce hřídele na prostý krut.

Provádím kontrolu průměrů hřídele na prostý krut v místě, kde je hřídel oslabena přesnou drážkou pro pero.

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{kD} \text{ [MPa]} \quad (4-1)$$

$$\tau_k = \frac{15\,915\,494,3}{63205,2} = 251,8 \leq 280 = \tau_{kD} \text{ [MPa]}$$

M_k = Maximální krouticí moment na hřídel [MPa]

W_k = Modul průřezu v krutu pro kruhovou tyč s drážkou pro pero [mm³] [29]

τ_{kD} = Dovolené napětí v krutu, volím dle přílohy B, $\tau_{kD} = 280$ [MPa]

4.1.2 Maximální krouticí moment na konci hřídele M_k [N·mm].

$$M_k = \frac{P_n \cdot \lambda_{max}}{2 \cdot \pi \cdot n_2} = \frac{3000 \cdot 3,5 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot 0,105} = 15915494,3 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (4-2)$$

n_2 = výstupní otáčky na převodovce 6,3 [min⁻¹] = 0,105[s⁻¹]

λ_{max} = Poměr kritického krouticího momentu M_K k jmenovitému M_N viz Tabulka 1

$$\lambda_{max} = \frac{M_K}{M_N} = 3,5 \text{ [-]} \quad (4-3)$$

P_n = výkon motoru 3 000 [W]

4.1.3 Modul průřezu v krutu pro konec hřídele s drážkou W_k [mm³].

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t(d-t)^2}{2 \cdot d} = [\text{mm}^3] \quad (4-4) \quad [29]$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot 70^3}{16} - \frac{20 \cdot 7,4(70 - 7,4)^2}{2 \cdot 70} = 63205,2 [\text{mm}^3]$$

d = Průměr hřídele 70[mm]

b = šířka přesné drážky 20[mm]

t = hloubka přesné drážky 7,4[mm]

4.2 Kontrola hřídele mezi ložisky.

4.2.1 Redukované napětí podle HMM[MPa].

$$\delta_{red} = \sqrt{(\delta_o)^2 + 3 \cdot \alpha \cdot (\tau_o)^2} \leq \delta_{Dov} \quad [\text{MPa}] \quad (4-5)$$

$$\delta_{red} = \sqrt{(21,58)^2 + 3 \cdot 1 \cdot (13,38)^2} \quad 31,67 \leq \delta_{Dov} [\text{MPa}]$$

$\alpha = 1$ = součinitel pro kombinaci střídavý ohyb a střídavý krut [-] str. 12 [29]

$$\delta_{Dov} = \frac{R_e}{k} = \frac{650}{2} = 325 [\text{MPa}]$$

4.2.2 Kontrola hřídele na ohyb[MPa].

$$\delta_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \delta_{oD} \quad [\text{MPa}] \quad (4-6)$$

$$\delta_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{30661155}{169646,1} \quad 21,58 \leq \delta_{oD} = 450 \quad [\text{MPa}]$$

δ_{oD} = Dovolené napětí v ohybu volím dle přílohy B, $\delta_{oD} = 450$ [MPa]

4.2.3 Maximální ohybový moment na hřídeli M_o [N·mm].

Hřídel ve dvou ložiskách – jako nosník na dvou podporách.

$$M_o = F \cdot r = m \cdot g \cdot l \quad [\text{N} \cdot \text{mm}] \quad (4-7)$$

$$M_o = 175206.6 \cdot 175 = 30661155 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

$$F = \frac{m \cdot g}{4} = \frac{71440 \cdot 9,81}{4} = 175\,206.6 \text{ [N]} \quad (4-8)$$

l = vzdálenost zatěžující radiální síly na kolo od osy ložiska 175 [mm]

F = síla působící na jedno kolo [N]

$m = Q_c$ = Hmotnost celková 71 440 [kg]

4.2.4 Modul průřezu v ohybu W_o [mm³].

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_2^3}{32} = \frac{\pi \cdot 120^3}{32} = 169646,1 \text{ [mm}^3\text{]} \quad (4-9)$$

4.2.5 Kontrola hřídele na krut τ_k [MPa].

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{kD} \text{ [MPa]} \quad (4-10)$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{kD} \text{ [MPa]} = \frac{4540 \cdot 10^3}{339292} 13,38 \leq \tau_{kD} 280 = \tau_{kD} \text{ [MPa]}$$

τ_{kD} = Dovolené napětí v krutu volím dle přílohy B, $\tau_{kD} = 280$ [MPa]

4.2.6 Maximální krouticí moment M_k [mm³].

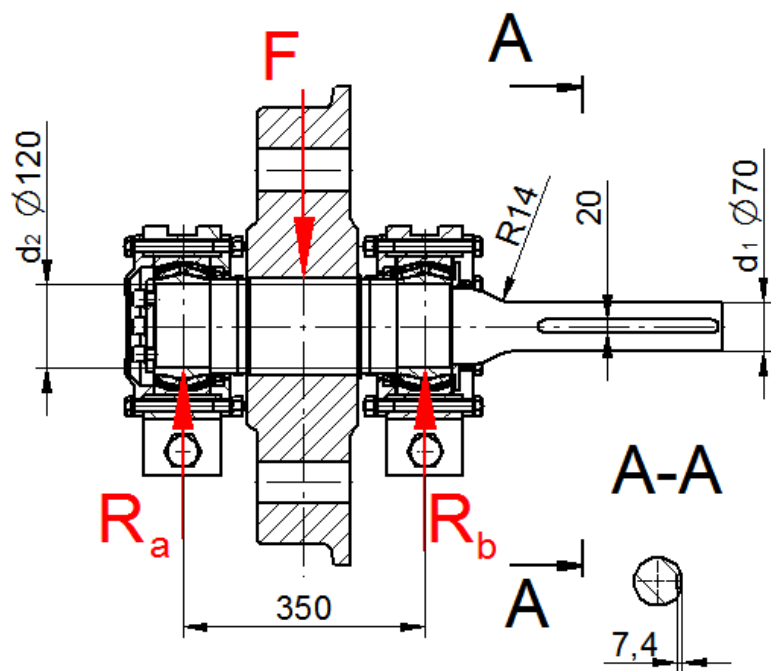
$$M_k = M_2 = 4540 \cdot 10^3 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (4-11)$$

M_2 = výstupní krouticí moment na převodovce 4540 [N · m]

4.2.7 Modul průřezu v krutu W_k [mm³].

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = [\text{mm}^3] \quad (4-12) [29]$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot 120^3}{16} = 339292 [\text{mm}^3]$$



Obr. 30 Schema hnacího hřídele. [31]

4.3 Výpočet trvanlivosti ložisek.

Trvanlivost ložiska se vyjadřuje jako počet otáček nebo počet provozních hodin.

Z konstrukčního řešení uložení volím soudečkové ložisko od společnosti SKF 24124 CC/W33 viz Tabulka 3 a příloha F.

Tabulka 3 Soudečkové ložisko s válcovou dírou. [27]

Hlavní rozměry			Únosnost		Mezní	Připustné otáčky		Hmot-	Označení
d	D	B	dyna- mická C	sta- tická C ₀	únarové zatížení P _u	Refe- renční otáčky	Mezní otáčky	nost	Ložisko s válcovou dírou
mm			kN		kN	min ⁻¹		kg	–
120	180	46	355	510	53	3 200	4 000	4,20	* 23024 CC/W33
	180	60	430	670	68	2 400	3 400	5,45	* 24024 CC/W33
	200	62	510	695	71	2 600	3 400	8,00	* 23124 CC/W33
	200	80	655	950	95	1 900	2 600	10,3	* 24124 CC/W33

4.3.1 Základní trvanlivost při 90% spolehlivosti [mil. otáček].

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p [\text{mil. otáček}] \quad (4 - 13)$$

$$L_{10} = \left(\frac{655}{175,2066}\right)^{\frac{10}{3}} = 81,0904 [\text{mil. otáček}]$$

L_{10} = základní trvanlivost při 90% spolehlivosti [mil. otáček]

C = základní dynamická únosnost [kN]

P = ekvivalentní dynamické zatížení [kN]

p = exponent rovnice trvanlivosti [-] pro ložiska s čárovým stykem $\frac{10}{3}$

$P = \frac{F}{2}$ = polovina síly působící na jedno kolo 175,2066 [kN]

4.3.2 Základní trvanlivost při 90% spolehlivosti [provozních hodin].

$$L_{10h} = \left(\frac{10^6}{n \cdot 60}\right) \cdot L_{10} [\text{provozních hodin}] \quad (4 - 14)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{10^6}{6,3 \cdot 60} \right) \cdot \left(\frac{655}{175,2066} \right)^{\frac{10}{3}} = 375418,5 \text{ [provozních hodin]}$$

L_{10h} = základní trvanlivost při 90% spolehlivosti v [provozních hodin]

4.3.3 Trvanlivost podle SKF při 90% spolehlivosti[mil. otáček].

$$L_{10m} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10} \text{ [mil. otáček]} \quad (4 - 15)$$

$$L_{10m} = 1 \cdot 1,1 \cdot \left(\frac{655}{175,2066} \right)^{\frac{10}{3}} = 89,2 \text{ [mil. otáček]}$$

L_{10m} = trvanlivost podle SKF při 90% spolehlivosti

$a_1 = 1$ hodnota součinitele spolehlivosti [-] katalog [30] str. 53

a_{SKF} = součinitel teorie trvanlivosti dle SKF, vypočítána a odečtení z grafu [30] str. 55 volím 1,1

4.3.4 Trvanlivost podle SKF při 90% spolehlivosti [provozních hodin].

$$L_{10mh} = \left(\frac{10^6}{n \cdot 60} \right) \cdot L_{10m} \text{ [provozních hodin]} \quad (4 - 16)$$

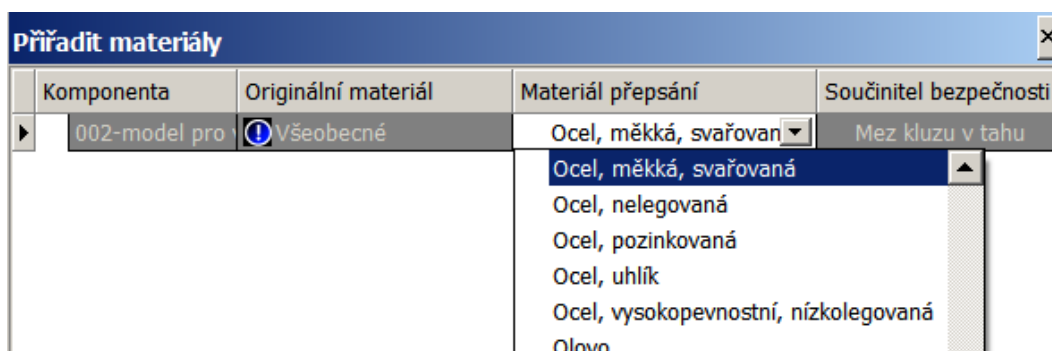
$$L_{10mh} = \left(\frac{10^6}{n \cdot 60} \right) \cdot 1 \cdot 1,1 \cdot \left(\frac{655}{175,2066} \right)^{\frac{10}{3}} = 235980,1 \text{ [provozních hodin]}$$

L_{10mh} = trvanlivost podle SKF při 90% spolehlivosti v provozních hodinách

4.4 Pevnostní analýza rámu.

Pro pevnostní (statickou) analýzu rámu jsem použil školní verzi programu Autodesk Inventor Professional 2016[®], který umožňuje provádět základní MKP analýzy. Dále už budu v textu používat jen zkratku AIP. Hned v úvodu bych rád upozornil, že tento výpočetní nástroj pevnostní analýzy není plnohodnotným výpočetním modulem, nicméně postačí pro potřeby konstruktéra, který by si rád ověřil, zda se při navrhování nedopustil nějaké hrubé chyby, zároveň tak může získat zpětnou vazbu pro další konstruování a ověřit si zda konstrukce není zbytečně poddimenzovaná, nebo předimenzovaná.

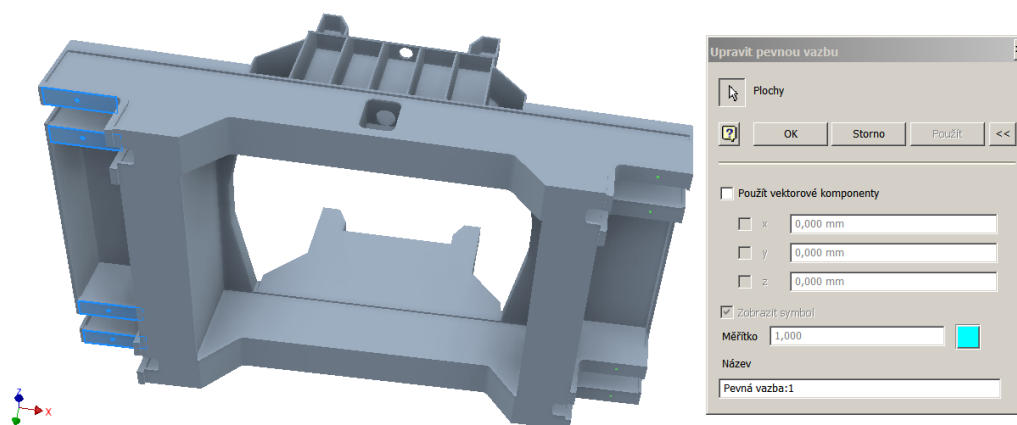
Pro výpočet pevnostní analýzy jsem zvolil rám vozu, který jsem namodeloval ve 3D parametrickém CAD systému Solid Edge ST6 a následně převedl do formátu „step“ za účelem možnosti synchronizace s jinými CAD programy. Po načtení modelu v AIP, jsem v pásu karet otevřel systémové prostředí, kliknutím na ikonu pevnostní analýza se aktivuje prostředí pro parametrické studie, aby bylo možno zjistit vliv geometrických proměnných. Následným kliknutím na ikonu vytvořit simulaci se objeví okno, vytvořit novou simulaci po odsouhlasení. Postupně zadáváme okrajové podmínky. Přiřadíme ze seznamu materiál dle Obr. 31.



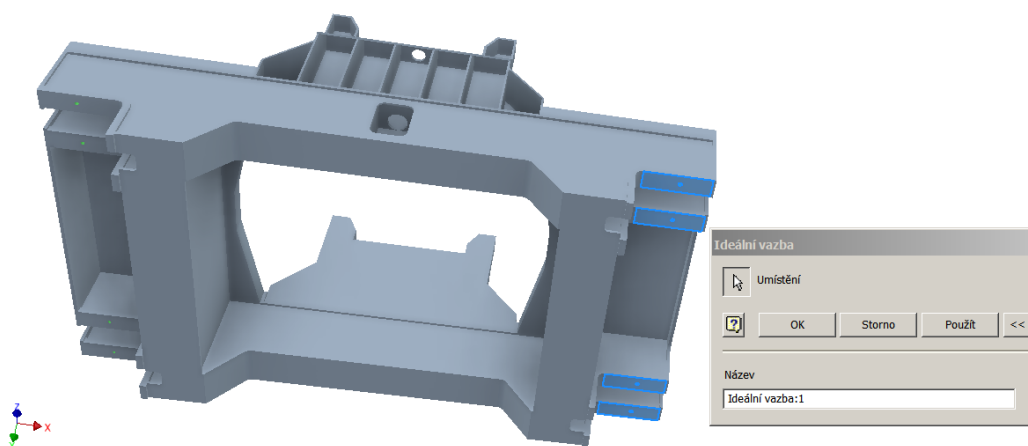
Obr. 31 Přiřazení materiálu. [31]

Po přiřazení materiálu na jedné straně rámu použiji pevnou vazbu, viz Obr. 32. která omezí pohyb vybrané geometrie ve všech směrech. Na opačné straně použiji

ideální vazbu znemožňující pohyb plochy ve směru, který je k ní kolmý viz obr. 33.

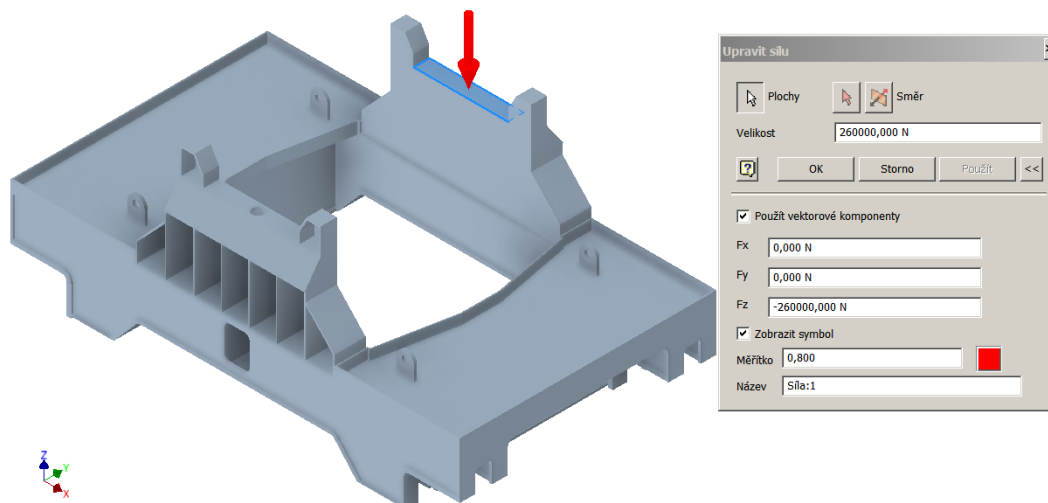


Obr. 32 Pevná vazba. [31]

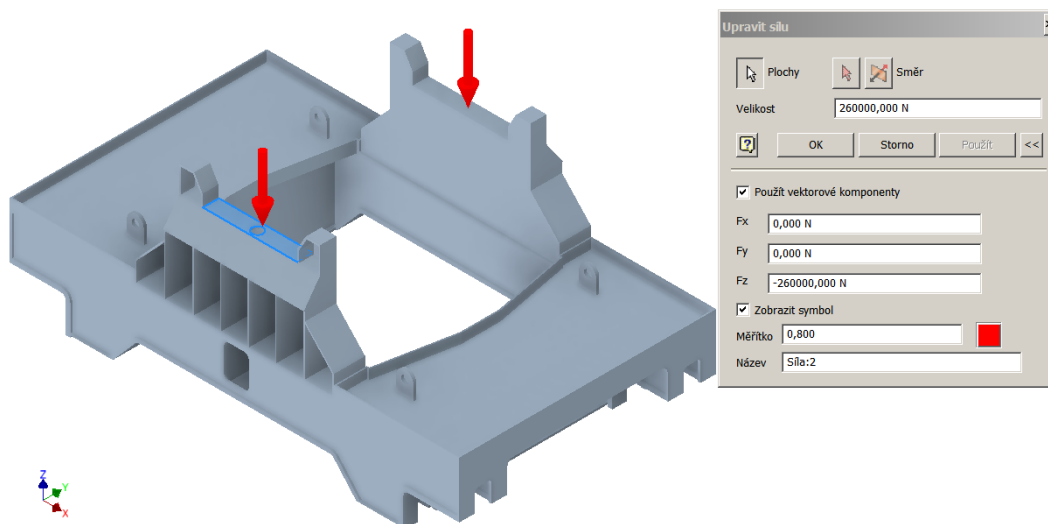


Obr. 33 Ideální vazba. [31]

Sílový účinek zatížení od pánve 52 t působící v úchytech pánve definují přenesením na rám, kde vytváří dvojici sil, lépe je patrné z Obr. 34 a 35.

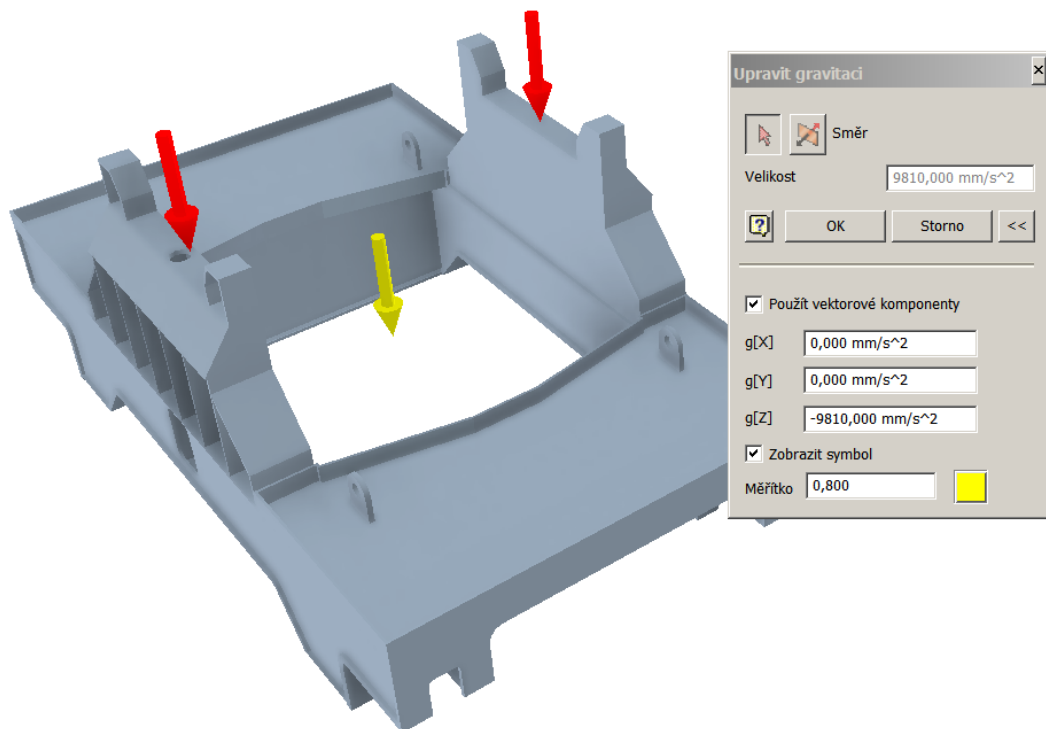


Obr. 34 Zavedení první z působících sil. [31]

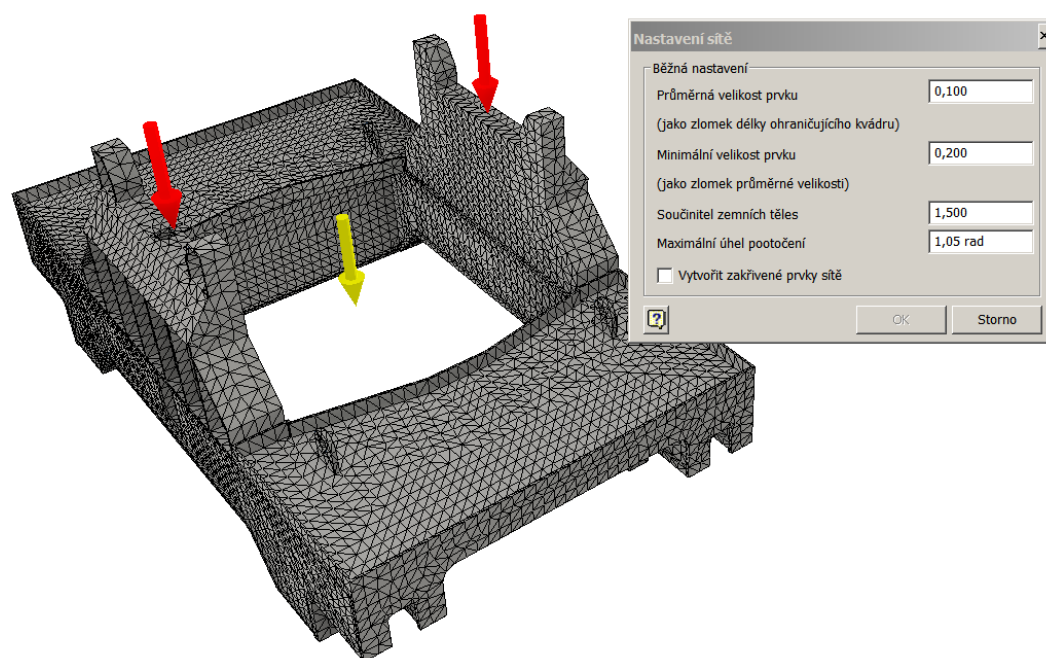


Obr. 35 Zavedení druhé z dvojice působících sil. [31]

Po vytvoření dvojice sil, vyberu na modelu plochu a definuji vektor gravitačního zatížení, více zobrazené na Obr. 36. Následně nastavím síť, patrně z Obr. 37, která pokryje celý model, zatržením políčka vytvořit zakřivené prvky sítě je simulace přesnější, ale vyžaduje výkonnější hardware, proto jsem zatržení nakonec zrušil, dále aplikace pro simulaci umožňuje nastavení řízení sítě pro přesnější výsledky simulace, ale to jsem s ohledem na mé hardwarové vybavení také nemohl využít.

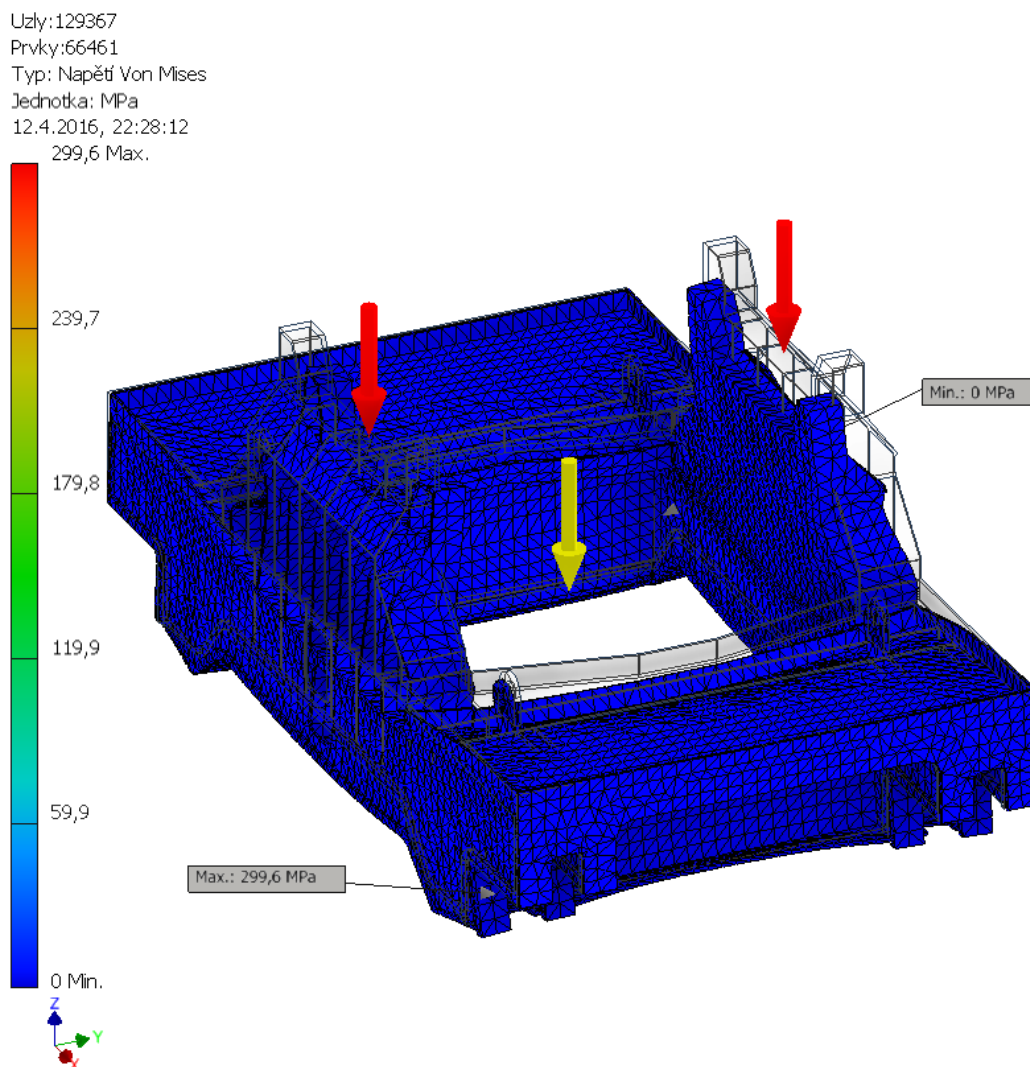


Obr. 36 Zavedení směru gravitačního zrychlení. [31]



Obr. 37 Zasítování modelu. [31]

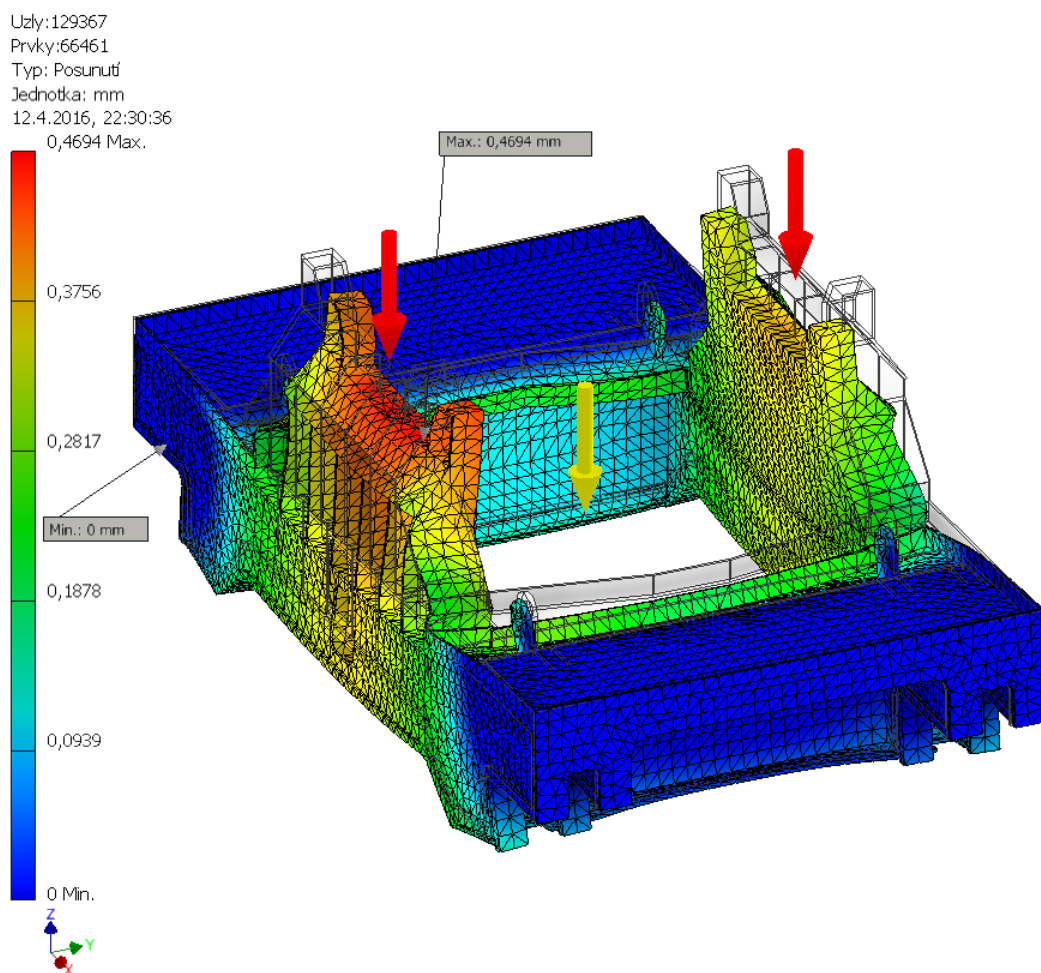
Po úplném zasilování byla spuštěna simulace. Zde je možné vybrat v prohlížeči více simulací a spouštět je v dávkovém režimu. Přičemž v dialogu lze sledovat průběh simulace a kliknutím na tlačítko „Více“ zobrazit případné zprávy a upozornění.



Obr. 38 Statická analýza Rámu – redukované napětí dle hypotézy Von Mises. [31]

Nejvyšší hodnoty reálného redukovaného napětí v rámu jsou v místě spojení dvou plechů a nabývá hodnoty 59,9 MPa, ačkoli na Obr. 38 je uvedena hodnota maximálního napětí 299,6 MPa. Tato hodnota je však tzv. napěťovou špičkou vzniklou v místech, kde byly aplikovány okrajové podmínky (zátížení) a neodpovídá skutečnosti. Pro hlubší a přesnější analýzu by bylo vhodné dále zpřesnit za-

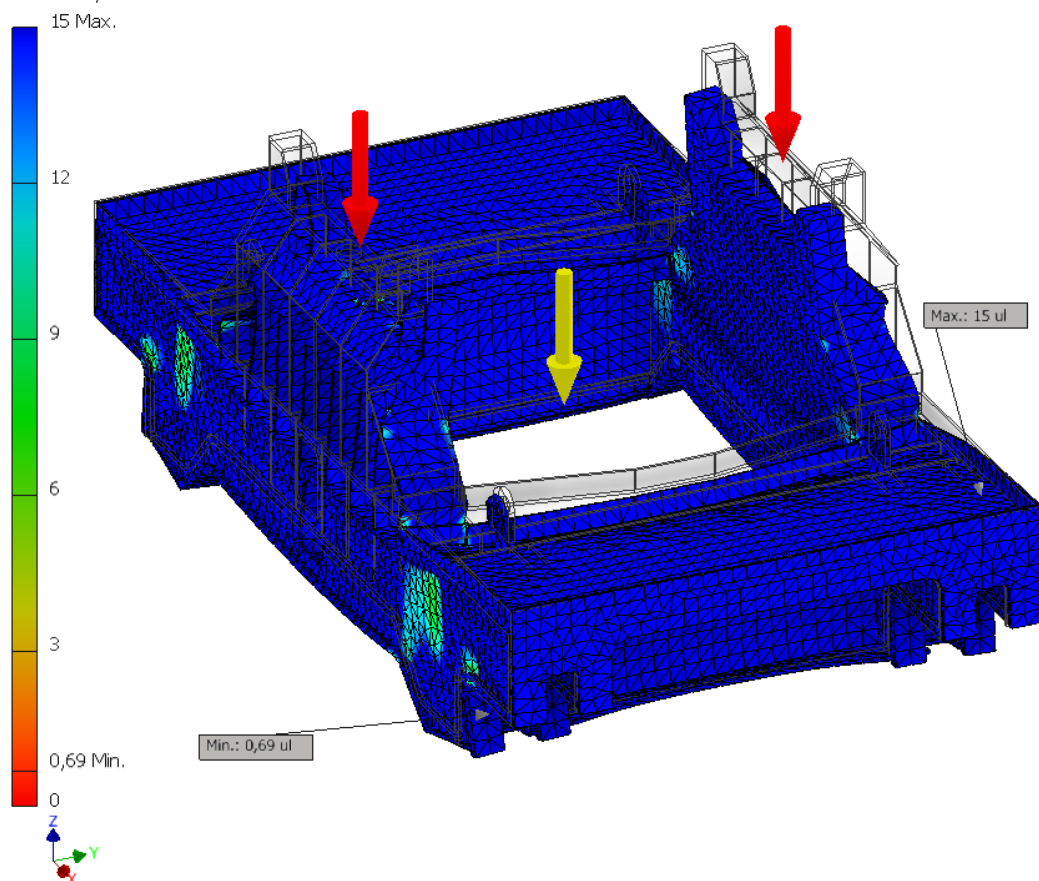
dání okrajových podmínek, což však vyžaduje použití sofistikovanějšího výpočtového prostředí. Detailní pevnostní analýza však není předmětem této práce a pro základní kontrolu zvolené součásti je provedená analýza dostačující.



Obr. 39 Deformace Rámu. [31]

Výsledná hodnota deformace rámu 0,469 mm svědčí o jeho vysoké tuhosti a správném dimenzování, jak vyplývá z Obr. 39.

Uzly:129367
Prvky:66461
Typ: Součinitel bezpečnosti
Jednotka: ul
12.4.2016, 22:34:18



Obr. 40 Koefficient bezpečnosti. [31]

Nyní bych několika větami shrnul postup při pevnostní analýze. Zhotovení virtuálního modelu a upravení modelu pro zadání okrajových podmínek. Převod modelu do formátu „step“. Otevření modelu v programu Inventor Professional 2016. Přejít do modulu pevnostní analýza, tento modul se nachází na kartě systémové prostředí, po spuštění se objeví kontextová karta, zde se nachází potřebné příkazy. Vytvoření nové simulace. Nastavení materiálu v modelu, simulace vazeb zvolení pevná vazba. Provedení zatížení rámu, rám je zatížen z horní části, kde jsem rám zatížil dvěma silami, které jsem vypočítal, po zaokrouhlení = 260 000 N. Následně jsem definoval vektor gravitačního zatížení.

Model jsem pokryl sítí, aby bylo možno sledovat síť ve vztahu ke geometrickým tvarům modelu. Následně jsem spustil simulaci a po proběhnutí simulace jsem do vykresleného schématu umístil sondy do míst, kde jsem chtěl ověřit hodnoty simulace. Následně jsem upravil měřítko modelu pro účel grafické prezentace. Zobrazené výsledky jsem vložil do mé diplomové práce, viz Obr. 29 až Obr. 38.

Závěr.

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout projekční – konstrukční návrh vozu pro přepravu pánve s tekutou ocelí. V úvodu jsem se seznámil z technologií rafinace ocelí (LF), pro kterou se vůz bude používat. Následně jsem dle zadání vypracoval technickou zprávu, s popisem funkce navrhovaného zařízení se všemi nezbytnými výpočty. V konstrukčním návrhu byl kladen důraz, na snadnou výrobitelnost, jednoduchost konstrukce při splnění všech požadovaných parametrů a v neposlední řadě na nízkou pořizovací cenu navrženého díla. Z tohoto důvodu je naprostá většina konstrukčních dílů vyrobena jako nerozebíratelné spojení pomocí svarů, díly jsou navrženy z běžně dostupných materiálů se zaručenou svařitelností. Jednotlivé konstrukční uzly jsou navrženy tak, aby byla zaručena jejich snadná manipulace, přeprava k zákazníkovi a finální montáž na místě. Důraz byl také kladen na přenos zatížení tvarovým stykem, stejně jako na unifikaci jednotlivých rozhraní, která umožňují jednoduchou záměnu původně navrženého dílce za součást jiného dodavatele. Je možno říci, že navržené dílo bude dobře sloužit zamýšlenému účelu. [1]

Seznam použitých pramenů.

- [1] *Sekundární metalurgie* [online]. [cit. 2016-05-10]. Dostupné z: http://metalurgie.707.cz/2_11_1.html
- [2] *Ladle refining: Ladle Furnace (LF)* [online]. [cit. 2016-05-10]. Dostupné z: http://www.substech.com/dokuwiki/lib/exe/fetch.php?cache=cache&media=ladle_furnace.png
- [3] MICHALEK, Karel, Ladislav SOCHA, Zdeněk ADOLF a Jiří BAŽAN. *RAFINACE A ODLÉVÁNÍ OCELI* [online]. VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA FAKULTA METALURGIE A MATERIÁLOVÉHO INŽENÝRSTVÍ. 2013 [cit. 2016-05-10]. Dostupné z: http://katedry.fmmi.vsb.cz/Modin_Animace/Opory/02_Metalurgicke_inzenyrstvi/03_Rafinace_a_odlevani_oceli/Michalek_Socha_Rafinace_a_odlevani_oceli.pdf
- [4] *Figure 3: Schematic representation of the electric-arc-furnace steelmaking and ladle refining process [2, 4]* [online]. [cit. 2016-04-16]. Dostupné z: <http://www.hindawi.com/journals/ace/2011/463638/fig3/>
- [5] *Вакуумная обработка стали: Vakuové zpracovávací ocel* [online]. 2011 [cit. 2016-04-15]. Dostupné z: <http://plastiny-i-frezy.uralkomplekt.ru/vakuumnaya-obrabotka-stali.php>
- [6] FURBACHER, I a KOLEKTIV. *Lexikon technických materiálů: Verlag Dashofer*. Praha. Odborné nakladatelství technické literatury, 2001.
- [7] GAJDŮŠEK, J a M ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení: Skriptum*. VUT Brno 1988.
- [8] CZ NORD-Poháněcí technika, s. r. o.: G 1000 Pohony s konstantními otáčkami. *Www.nord.com: Intelligent Drivesystems, Worldwide Services G1000 Mat.-Nr. 6000410 / 0713 G1000 • 50 Hz • mm* [online]. [cit. 2016-04-11]. Dostupné z: https://www.nord.com/cms/media/documents/bw/G1000_IE2_CZ_0713.pdf
- [9] MARTÍNEK, Petr. *Transportní zařízení: řešené příklady*. Ostrava 1993: Vysoká škola báňská v Ostravě, 109 s.
- [10] Dostupné z: *Podklady získané ze společnosti: VÍTKOVICE HEAVY MACHINERY a.s., oddělení Konstrukce a projekce*.

- [11] Kolejnice a další technologie pro jeřábové dráhy. *Www.sm-schienteknik.de* [online]. [cit. 2016-12-15]. Dostupné z: <http://www.sm-schienteknik.de/4694/DIN536.pdf>
- [12] GANTREX: Vývoj, výroba a dodávka elastických systému pro upevnění kolejnic. *Www.gantry.com* [online]. [cit. 2016-04-04]. Dostupné z: http://www.gantry.com/code/en/prod_04.asp
- [13] Energetické řetězy: Energetické řetězy Conductix-Wampfler. *Www.conductix.cz* [online]. [cit. 2016-02-12]. Dostupné z: <http://www.conductix.cz/cz/produkty/energeticke-retezy>
- [14] Dostupné z: *Katalog: Hennlich Industrietechnik, spol. s r.o.* Litoměřice.
- [15] *Energetické řetězy: o.z. LIN-TECH* [online]. [cit. 2016-03-01]. Dostupné z: <http://lin-tech.hennlich.cz/produkty/energeticke-retezy-system-e400-2622/serie-1640-r1608.html>
- [16] Ložiska SKF. *Www.skf.com* [online]. [cit. 2016-05-16]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/index.html>
- [17] Hřídelová těsnění. *Www.skf.com* [online]. [cit. 2016-02-18]. Dostupné z: http://www.skf.com/binary/151-129139/10919_CZ_lowres.pdf
- [18] *Vůz pod pánevovou pec -Teherán* [online]. [cit. 2016-02-15]. Dostupné z: http://roshansan.com/wp-content/uploads/2013/10/Empty-Ladle-Transfer-Car-R01_Page1.jpg
- [19] *Převážecí vůz-Mad'arsko* [online]. [cit. 2016-01-19]. Dostupné z: <http://www.ideco.ro/#!photo-gallery>
- [20] Nová řada světelných majáků FX15. *Www.technikaatrh.cz* [online]. 2013 [cit. 2016-04-16]. Dostupné z: <http://www.technikaatrh.cz/komponenty/nova-rada-svetelnych-majaku-fx15>
- [21] *Snímač polohy kolejových vozidel* [online]. [cit. 2016-03-23]. Dostupné z: <http://www.uvbtechnik.cz/data/files/spkv02-katalog-29-cz.pdf>
- [22] KALAB, K.: *Vysokoškolská příručka: Návrh a výpočet spojů pro přenos krouticího momentu z hřídele na náboj*. VŠB-TU Ostrava, 2011, 31s.

- [23] *Bezkontaktní indukční snímače* [online]. [cit. 2016-05-08]. Dostupné z: <http://automatizace.hw.cz/komponenty-mereni-a-regulace/indukcni-snimace-priblizeni-obecny-popis.html>
- [24] *Indukční bezdotykový snímač* [online]. [cit. 2016-05-10]. Dostupné z: <http://cz.rs-online.com/web/p/indukcni-bezdotykove-snimace/8193150/>
- [25] Soudečková ložiska: Technické informace. *Www.skf.com* [online]. [cit. 2016-04-26]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/index.html>
- [26] ČEVAS group s.r.o.: Jeřábové kolejnice. *Www.cevas.cz* [online]. [cit. 2016-01-06]. Dostupné z: <http://www.cevas.cz/cz/nabidka/kolejove-drahy/kolejnice/>
- [27] Exvalos spol. s r.o.: Soudečková ložiska. [Http://www.citacepro.com](http://www.citacepro.com) [online]. [cit. 2016-04-02]. Dostupné z: http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_06_Soudeckova%20loziska.pdf
- [28] LEINVEBER, J, J ŘASA a P VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 3 upravené a doplněné vyd. Praha: Scientia, 1999, 985 s. ISBN 80-7183-164-6.
- [29] REMTA, F, L KUPKA a F DRAŽAN. *Jeřáby 1. díl. Druhé, přepracované a doplněné vydání*. Praha: SNTL-NAKLADATELSTVÍ TECHNICKÉ LITERATURY, 1975, 648 s. ISBN 406.
- [30] SKF GROUP 2007. *Hlavní katalog 6000 CS*. Leden 2007. 1129 s. SKF.
- [31] JANEČEK, Josef. *Vypracoval: Obrázky a schémata*. Ostrava, 2016.
- [32] ČSN 01 6910. *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, 1997, 36 s.
- [33] NĚMČEK, M. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů: Skripta*. Druhé. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1997. ISBN 978-80-248-1782-8.

Seznam obrázků.

Obr. 1 Rafinace oceli v pánvipomocí argonu. [2].....	15
Obr. 2 Schéma výroby oceli, následná rafinace.[4]	17
Obr. 3 Umístění porézní tvárnice do dna pánve.	[3] 18
Obr. 4 Ustavení vozu pod pecí. [5].....	18
Obr. 5 Schéma zatížení pojezdového kola.[7]	22
Obr. 6 Schéma. [31]	29
Obr. 7 Schéma kola pro výpočet nalisovaného spoje. [31].....	31
Obr. 8 Koncept vozů z Teheránu. [18]	32
Obr. 9 Koncept vozů – pro pánev 90 t. Maďarsko. [19].....	33
Obr. 10 Koncept vozů - VÍTKOVICE HEYVY MACHINERY, a. s. [10]	33
Obr. 11 Vlastní návrh řešení vozu. [31]	34
Obr. 12 Sestava vozu. [31]	35
Obr. 13 Rám vozu. [31].....	37
Obr. 14 Částečný řez rámu. [31]	38
Obr. 15 Pojezdová kola. [31].....	39
Obr. 16 Sestava pojezdového kola. [31]	40
Obr. 17 Těleso ložiskového domku. [31]	40
Obr. 18 Soudečkové dvouřadé ložisko s válcovou dírou 24124 CC/C3W33.[27]	41
Obr. 19 Těsnění s přidavnými těsníci bříty. [17].....	42
Obr. 20 Řez plochou převodovkou. [8]	43
Obr. 21 Model ploché převodovky s motorem. [31].....	43
Obr. 22 Jeřábová kolejnice s příslušenstvím dle DIN 536. [12]	44
Obr. 23. Standartní systém E4/00 [13]	45
Obr. 24 Zakrytování energetického řetězu. [31]	46
Obr. 25 Technické data pro zabudování řetězu do konstrukce.[14].....	47
Obr. 26 Indukční bezdotykový snímač. [24]	47
Obr. 27 Deska koncových spínačů včetně senzorů pro informace o poloze vozu. [31]	48
Obr. 28 Snímač polohy SPKV – 03. [21]	49
Obr. 29 Světelný maják FX15. [20]	50
Obr. 30 Schema hnacího hřídele. [31].....	54
Obr. 31 Přiřazení materiálu. [31].....	57
Obr. 32 Pevná vazba. [31]	58
Obr. 33 Ideální vazba. [31].....	58

Obr. 34 Zavedení první z působících sil. [31]	59
Obr. 35 Zavedení druhé z dvojice působících sil. [31]	59
Obr. 36 Zavedení směru gravitačního zrychlení. [31]	60
Obr. 37 Zasíťování modelu. [31]	60
Obr. 38 Statická analýza Rámu – redukované napětí dle hypotézy Von Mises. [31]	61
Obr. 39 Deformace Rámu. [31]	62
Obr. 40 Koeficient bezpečnosti. [31]	63

Seznam tabulek.

Tabulka 1 Technická data navrženého elektromotoru.[8]	24
Tabulka 2 Technické data navrhované převodovky.[8]	26
Tabulka 3 Soudečkové ložisko s válcovou dírou. [27]	55

Přílohy.

Příloha A	Materiálový list pro ocel 11 523	[6]
Příloha B	Materiálový list pro ocel 15 260.7	[6]
Příloha C	Technická data: Motor NORD	[8]
Příloha D	Technická data Převodová skříň NORD	[8]
Příloha E	Jeřábová kolejnice	[11,26]
Příloha F	Technická data ložiska 24124 CC/W33	[16]
Příloha G	Technická data těsnění 135 x 170 x 12 HMSA 10 RG	[16]
Příloha H	Technická data těsnění 110 x 130 x 13 HMSA 10 RG	[16]
Příloha K	PŘEVÁŽECÍ VŮU STROJNÍ ČÁST	JAN-034-VS-001 105
Příloha L	PŘEVÁŽECÍ VŮU STROJNÍ ČÁST-ŘEZY	JAN-034-VS-001 105
Příloha M	HŘÍDEL	JAN-034-VS-001 101
Příloha N	POJEZDOVÉ KOLO HNANÉ PRAVÉ	JAN-034-VS-010 008

Použitý software.

Microsoft Office Word 2010

Microsoft Office Powerpoint 2010

Microsoft Office Excel 2010

Solid Edge ST6

Autodesk Inventor Professional 2016

AutoCAD Mechanical 2016 - Čeština (Czech)

ČSN 41 1523

STN 41 1523

Nelegovaná konstrukční jemnozrnná

ocel vhodná ke svařování

OCEL

11 523

Chemické složení [hm. %]

C	Mn	Si	P	S	N
max 0,20	max 1,60	max 0,55	max 0,040	max 0,040	max 0,009

Polotovary

[1] tyče válcované za tepla

[2] tyče tvarové válcované za tepla

[3] dráty válcované za tepla

[4] tlusté plechy válcované za tepla

[5] široká ocel válcovaná za tepla

[6] tenké plechy válcované za tepla

[7] pásy válcované za tepla

[8] výkovky

[9] tyče tažené za studena

[10] pásy a pruhy válcované za studena

[11] duté profily tvářené za tepla nebo za studena

[12] duté profily svařované, tvářené nebo tažené za studena

Mechanické vlastnosti

Polotovary	[1]							
Rozměr d, t [mm]	≤ 16	16-40	40-63	63-80	80-100	100-150	150-200	> 200
Stav	.1							
Mez kluzu R _{eH} [MPa] min	355	345	335	325	315	295	285	275
Mez pevnosti R _m [MPa]	490-630					470-630	450-630	
Tažnost A ₅ [%] podél min	22		21	20		18	17	
Nárazová práce KV _{0°C} [J] min	27					–		
Modul pružnosti E [GPa]	206							
Polotovary	[2] [3]		[4]					
Rozměr d, t [mm]	≤ 16	> 16	3-16	16-40	40-63	63-80	80-100	> 100
Stav	.0		.1			.1 nebo .5		
Mez kluzu R _{eH} [MPa] min	355	345	355	345	335	325	315	295
Mez pevnosti R _m [MPa]	490-630		490-630					470-630
Tažnost A ₅ [%] min	22 podél		napříč 20		napříč 19	napříč 18		–
Nárazová práce KV _{0°C} [J] min	–	27	27					
Polotovary	[8]							
Rozměr d, t [mm]	< 40	40-63	63-80	80-100	100-150	150-200		
Stav	.1							
Mez kluzu R _p [MPa] min	345	335	325	315	295	285		
Mez pevnosti R _{eH} [MPa]	490-630					470-630	450-630	
Tažnost A ₅ [%] podél min	22	21	20		18	17		
Mez kluzu R _p 0,2 [MPa] min za zvýšených teplot	100°C		200°C		300°C	400°C		
polotovary [4] tl. 3-16 mm	315		285		255	205		
polotovary [4] tl. 16-63 mm	295		265		235	195		

Fyzikální vlastnosti

Hustota ρ [kg . m ⁻³]	Měrná tepelná kapacita C_p [J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	Teplotní součinitel roztažnosti α [K ⁻¹]	Tepelná vodivost λ_1 [W.m ⁻¹ . K ⁻¹]	Konduktivita λ_e [MS.m ⁻¹]
7 850	458	11,7.10 ⁻⁶	53,4	5,9

Odolnost proti degradačním procesům

ODOLNOST PROTI KOROZI	ODOLNOST PROTI ÚNAVĚ		ODOLNOST PROTI KŘEHKÉMU LOMU			
	Mez únavy při ohybu za rotace [MPa]		Lomová houževnatost J_{IC} [KJ.m ⁻²]		Teplota nulové houževnatosti [°C]	
běžná	324		-50 °C -70 °C -90 °C	60 80 75 výkovky	plech výkovky	-35 -30

Technologické údaje

TEPELNÉ ZPRACOVÁNÍ

normalizační žihání	870-900 °C	ochlazovat na vzduchu, tlusté průřezy zrychleně			
žihání na měkko	680-710 °C	zvolna ochlazovat			
žihání ke snížení prnutí	600-650 °C	zvolna ochlazovat			
popouštění	670-700 °C	ochlazovat na vzduchu			
teploty přeměn	$A_{c1} \sim 712-738$ °C	$A_{c3} \sim 839-870$ °C	$A_{r3} \sim 831-743$ °C	$A_{r1} \sim 663-590$ °C	

TVAŘITELNOST

třída tvařitelnosti za tepla 1 teploty tváření 1 150-800 °C

SVAŘITELNOST

podle ČSN 05 1309 vhodná ke svařování, max hodnotu uhlíkového ekvivalentu C_e lze dohodnout

doporučený přídavný materiál pro svařování

el. obloukem ručně EMn2Mo-20B E 52. 33 E 48.93

OBROBITELNOST

tyče stav .1 .5 soustružení, hoblování frézování vrtání

14b 14b

Použití

Mostní a jiné svařované konstrukce, ohýbané profily, svařované konstrukce z dutých profilů a součásti strojů, automobilů, motocyklů a jízdních kol. Součástí tepelných energických zařízení a součástí tlakových nádob vyrobených z tyčí.

Ostatní vlastnosti

Druh oceli podle způsobu výroby	Barevné značení podle ČSN 42 0010	Třída odpadu podle ČSN 42 0300
uklidněná jemnozrná	černá - zelená	001

Porovnání se zahraničními materiály

<i>ISO</i>		<i>EURO</i>		<i>Německo</i>	
Fe510	ISO 630-80	Fe510 S355J2G3	EN 10025-90 EN 10025-93	St52-3 S355J2G3 Fe510C	DIN 17120 DIN EN 10025-93 DIN EN 10025-90
<i>Francie</i>		<i>Velká Británie</i>		<i>Rusko</i>	
E36-3 S355J2G3	NF A35-501-86 NF EN 10025-93	50/35HR CEW5 Fe510D1FF	BS 1449/1-91 BS 6323/6-82 BS 1449-91	17GS 17G1S	GOST 19281-89 GOST 19281-89
<i>USA</i>		<i>Japonsko</i>		<i>Kanada</i>	
Gr. 15180	ASTM A572	SM520C SM490YA	JIS G3106-88 JIS G3106-88	260W 38W	CSA G40.21M92 CSA G40.21-92
<i>Itálie</i>		<i>Rakousko</i>		<i>Švédsko</i>	
Fe510 Fe510 S355J2G3	UNI 6403-86 UNI 8913-82 UNI EN 10025-93	St510D St52F	ÖNORM M3116 ÖNORM M3123	2132 2133	SS 142132 SS 142133
<i>Polsko</i>		<i>Maďarsko</i>		<i>Norsko</i>	
16G2 G355	PN H84023/05-89 PN H74244-79	Fe355C/FF B50.36	MSZ 500-89 MSZ 339-87	Fe510D1FF	NS EN 10025
<i>Finsko</i>		<i>Švýcarsko</i>		<i>Španělsko</i>	
Fe520P Fe52D	SFS 1100 SFS 200E	–	–	AE355D S355J2G3	UNE 36080-90 UNE EN 10025-93
<i>Čína</i>		<i>Rumunsko</i>		<i>Jugoslávie</i>	
16Mn 16Mn	GB 8164-93 GB 6479-86	OL52.2	STAS 500/2-88	Č. 0563	JUS C.BO.500-89
<i>Belgie</i>		–		–	
AE355C AE355D	NBN A21-101-76 NBN A21-101-76	–		–	

ČSN 41 5260		Mn-Cr-V ocel				OCEL		
STN 41 5260		k zušlechťování				15 260		
Chemické složení [hm. %]								
C	Mn	Si	Cr	V	Ni	P	S	
0,47–0,55	0,70–1,00	0,15–0,40	0,90–1,20	0,10–0,20	max 0,30	max 0,035	max 0,035	
Polotovary								
[1] předvalky				[5] plechy tenké válcované za tepla				
[2] tyče válcované za tepla				[6] plechy tlusté válcované za tepla				
[3] tyče tažené za studena				[7] výkovky				
[4] dráty tažené za studena				[8] trubky bezešvé tvářené za tepla				
Mechanické vlastnosti								
Polotovary	[1]							
Rozměr t, d [mm]	40 ¹⁾			≤16	16–40	40–100	100–160	160–200
Stav	.6	.7	.8	.6				
Mez kluzu R _e nebo R _p 0,2 [MPa] min	635	735	1180	900	800	700	650	600
Mez pevnosti R _m [MPa]	785–930	885–1030	1370–1670	1100–1300	1000–1200	900–1100	850–1000	800–950
Tažnost A ₅ [%] min	14	12	8	9	10	11	12	13
Kontrakce Z [%] min	50	45	–	40	45	50	50	50
Vrubová houževnatost KCU 3 [J.cm ⁻²] min	–			podél 35				
Tvrdost HB	235–285	269–317	–	–				
Modul pružnosti E [GPa]	215,7							
Modul pružnosti ve smyku G[GPa]	83,3							
Polotovary	[3]	[5]	[7]					
Rozměr t, d [mm]	40	0,80–2,80	40	≤300	40 ¹⁾			
Stav	.6	.3	.6	.7				
Mez kluzu R _e nebo R _p 0,2 [MPa] min	635	–	635	590	735			
Mez pevnosti R _m [MPa]	785–930	max. 785	780–930	785–980	880–1 030			
Tažnost A ₅ [%] min	podél 11	–	podél 14	podél 14 tang. 12	podél 12			
Kontrakce Z [%] min	50	–	50	–	45			
Vrubové houževnatost KCU 3[J.cm ⁻²] min	49	–	59	39	49			
Tvrdost HB	–	max 225	239–285	238–300	269–317			
Teploty [°C]	20	100	200	250	300	350	400	
Mez kluzu R _p 0,2 [MPa]	785	760	705	670	630	550	460	
za zvýšených teplot:	590	560	515	485	455	415	375	


Fyzikální vlastnosti									
Hustota ρ [kg . m ⁻³]	Měrná tepelná kapacita c_p [J . kg ⁻¹ .K ⁻¹]		Teplotní součinitel roztažnosti α [K ⁻¹]		Tepelná vodivost λ_t [W . m ⁻¹ .K ⁻¹]		Rezistivita ρ [Ω . m]		
7 850	–		12,0.10 ⁻⁶		41		190.10 ⁻⁹		
Odolnost proti degradačním procesům									
ODOLNOST PROTI ÚNAVĚ									
Mez únavy [MPa]									
R _m [MPa]	při střídavém napětí			při mījivém napětí			v ohybu za rotace (zkuš. tyč)		
	v ohybu	tah–tlak	v krutu	v ohybu	v tahu	v krutu	hladká	vrub 2 mm	vrtání 2 mm
880	450	370	280	700	615	425	450	265	285
780	420	335	250	640	560	380	410	230	260
Technologické údaje									
TEPELNÉ ZPRACOVÁNÍ									
normalizační žihání	850–890 °C		ochlazovat na vzduchu						
kalení	820–860 °C		ochlazovat do oleje						
popouštění	550–690 °C		ochlazovat do vody, tvarově složité součásti do oleje						
žihání na měkko	680–720 °C		ochlazovat v peci						
teploty přeměn	A _{C1} ~ 740 °C		A _{C3} ~ 770 °C		M _s ~ 260 °C				
povrchová tvrdost při povrchovém kalení	≤ Ø 40 mm		60 ± 2 HRC						
	Ø 41–100 mm		58 ± 2 HRC						
Nejnižší doporučená teplota použití při R _m = 980 MPa při namáhání:									
statickém	– 40°C								
dynamickém	– 20°C (pro KCU 2 [J.cm ⁻²] min 34)								
TVAŘITELNOST									
třída tvařitelnosti za tepla 1	teploty tváření 1 150–850 °C		pomalu ochlazovat						
SVAŘITELNOST									
podle ČSN 05 1310 – obtížná									
OBROBITELNOST		soustružení			frézování, vrtání				
stav .3	HB ≤ 223	12b			11b				
zušl.	HB ≤ 285	10b			10b				
zušl.	HB ≤ 331	9b			9b				
zušl.	HB ≤ 412	8b			8b				
TECHNOLOGICKÉ ZKOUŠKY									
zkouška lámavosti podle ČSN 42 0401									
polotovary [5] [6] do tl. 10 mm		úhel ohybu α = 90°		průměr trnu D = 4a					
Použití									
Vhodná pro velmi namáhané strojní součásti silničních motorových vozidel, čepy, pružiny, hřídele, vřetena, poloosy a pístnice.									
Ostatní vlastnosti									
Druh oceli podle způsobu výroby			Barevné značení podle ČSN 42 0010			Třída odpadu podle ČSN 42 0030			
elektroocel, martinská nebo kyslíková konvertorová			bílá–černá–fialová			021			

Porovnání se zahraničními materiály					
ISO		EURO		Německo	
TYPE13	ISO 683/14-73	51CrV4 50CrV4	EN 10083-91 EN 89-71	50CrV4 51CrV4	DIN 17221-84 DIN EN 10083-1-91
Francie		Velká Británie		Rusko	
51CrV4 51CrV4 51CV4	NF A35-571-96 NF EN 10083-1-91 NF A35-571	735A50 735A51 735H51 51CrV4	BS 970/5-72 BS 970/2-88 BS 970/2-88 BS EN 10083-1-91	50Ch FA	GOST 14959-79
USA		Japonsko		Kanada	
Gr.6150 Gr.6150H	ASTM A322-82 ASTM A304	SUP10 SUP10M SUP10CSP	JIS G4801-84 JIS G3311-88 JIS G4802-83	–	–
Itálie		Rakousko		Švédsko	
50CrV4 50CrV4 51CrV4	UNI 8893-86 UNI 3545-80 UNI EN 10083-1-91	–	–	2230	SS 142230
Polsko		Maďarsko		Norsko	
50HF	PN H84032-74	CrV3 51CrV4 CrV3Z	MSZ 61 MSZ 2666 MSZ 6251-87	–	–
Finsko		Švýcarsko		Španělsko	
–	–	–	–	51CrV4 51CrV4	UNE 36015-91 UNE EN 10083-1-91
Austrálie		Čína		Rumunsko	
6150 6150H	AS 1444-86 AS 1444-86	50CrVA	GB 5236-93	51VMnCr11 51VMnCr11AT	STAS 791-88 STAS 8580-88
Bulharsko		Jugoslávie		Belgie	
50ChFA	BDS 6742	Č. 4830 Č. 4830	JUS C.B9.021-89 JUS C.B9.551-84	50CrV4 50CrV4	NBN 253-05-72 NBN 253-02
Poznámky					
1) referenční vzorek					

IE2


1500 1/min
50 Hz

230/400 V & 400/690 V
4 pole

	IE2 S1														
Type	P _N	n _N	M _N	I _N		cos φ	η		η ¹⁾		M _A /M _N	M _K /M _N	I _A /I _N	J	
	[kW]	[rpm]	[Nm]	230/400 V	400/690 V		1/2xP _N	3/4xP _N	4/4xP _N	4/4xP _N				[kgm ²]	[kg]
				[A]	[A]		[%]	[%]	[%]	[%]					*
80 SH/4	0,55	1420	3,7	2,44/1,41	1,41/0,81	0,7	77,7	80,7	80,8	80,4	3,2	3,2	5,1	0,0014	9
80 LH/4	0,75	1415	5,06	3,05/1,76	1,76/1,02	0,75	81,6	83	82,4	81,6	3	3,1	5,2	0,0019	10,2
90 SH/4	1,1	1435	7,32	4,19/2,42	2,42/1,40	0,8	80,9	82	81,8	81,4	3,1	3,5	6,1	0,0034	15,1
90 LH/4	1,5	1415	10,1	5,8/3,35	3,35/1,93	0,79	81,3	82,4	82,8	82,8	3,3	3,5	5,8	0,0039	16,8
100 LH/4	2,2	1445	14,5	8,05/4,65	4,65/2,68	0,79	85,2	86,7	86,6	85,3	3,7	4,3	7,3	0,0075	25,2
100 AH/4	3	1425	20,1	11,4/6,59	6,59/3,80	0,77	86,4	86,7	85,6	85,5	3,1	3,5	6,3	0,0075	25,2
112 MH/4	4	1440	26,5	13,9/8,02	8,02/4,63	0,83	87,4	87,6	86,7	86,6	3,1	3,6	7,5	0,014	35,5
132 SH/4	5,5	1460	36	18,5/10,7	10,7/6,18	0,84	87,6	88,5	88,2	87,7	3,1	3,5	7,6	0,032	55
132 MH/4	7,5	1460	49	26,0/15	15/8,7	0,81	88,5	89,5	89,3	88,7	3,3	3,9	7,5	0,035	62
132 LH/4	9,2	1450	60,6	33,9/19,6	19,6/11,3	0,77	87,6	89,7	89,3	η ²⁾	3,4	3,8	7,4	0,035	62
160 SH/4	9,2	1465	60	29,4/17	17/9,8	0,87	90,9	91,4	91,3	90,9	3,3	3,6	8,2	0,067	93
160 MH/4	11	1465	71,7	35,7/20,6	20,6/11,9	0,86	90,8	91,3	91,2	90,9	2,9	3,4	7,4	0,067	93
160 LH/4	15	1465	97,8	47,6/27,5	27,5/15,9	0,87	91,7	92,4	92	91,7	3	3,5	7,9	0,092	122
180 MH/4	18,5	1475	120	59,9/34,6	34,6/20	0,84	92,2	92,6	92,2	92	2,9	3,2	7,7	0,13	137
180 LH/4	22	1475	142	69,8/40,3	40,3/23,3	0,86	92,7	92,9	92,2	91,9	2,8	3,1	7,7	0,16	155
200 XH/4	30	1470	195	102/59	59/34,1	0,8	92,8	92,8	92,4	92,3	2,8	3,1	7,1	0,16	155
225 SH/4	37	1480	239	120/69,5		0,85	94,4	94,2	93,7	93,3	2,6	3,0	6,9	0,49	315
225 MH/4	45	1480	290	141/81,4		0,84	94,4	94,5	94	94	2,6	2,7	6,9	0,60	340
250 WH/4	55	1480	355	172/99,3		0,84	94,2	94,4	94	94	2,7	3,0	7,4	0,74	380

1800 1/min
60 Hz

265/460 V & 460 V D
4 pole

	IE2 S1															
Type	P _N	n _N	M _N	I _N		COS	η				η ¹⁾	M _A /M _N	M _K /M _N	I _A /I _N	J	
	[kW]	[rpm]	[Nm]	265/460 V [A]	460 V [A]	φ	1/2xP _N [%]	3/4xP _N [%]	4/4xP _N [%]	4/4xP _N [%]					[kgm ²]	[kg]
80 SH/4	0,55	1730	3,04	2,15/1,24	1,24	0,66	77,6	81,6	82,7	82,5	3,7	3,9	6,1	0,0014	9	
80 LH/4	0,75	1730	4,14	2,7/1,56	1,56	0,72	81,9	84,4	84,9	84,4	3,4	3,9	6,4	0,0019	10,2	
90 SH/4	1,1	1745	6,02	3,72/2,15	2,15	0,76	80,1	83,2	84	84	3,7	4,3	7,5	0,0034	15,1	
90 LH/4	1,5	1725	8,3	5,11/2,95	2,95	0,76	81,5	83,7	84,4	84	3,9	4	6,8	0,0039	16,8	
100 LH/4	2,2	1755	12	7,2/4,16	4,16	0,76	84,8	87,2	87,8	87,5	4	4,9	8,2	0,0075	25,2	
100 AH/4	3	1740	16,5	9,84/5,68	5,68	0,75	88,1	88,7	88,2	87,9	3,6	4,3	7,7	0,0075	25,2	
112 MH/4	4	1750	21,8	12,1/6,98	6,98	0,81	87,1	88,5	88,4	88,2	3,6	4,3	8,2	0,014	35,5	
132 SH/4	5,5	1765	29,8	16,2/9,34	9,34	0,82	87,9	89,3	89,5	89,5	3,9	4,2	8,7	0,032	55	
132 MH/4	7,5	1765	40,6	22,7/13,1	13,1	0,79	88	89,8	90,2	89,5	4,1	4,4	8,8	0,035	62	
132 LH/4	9,2	1755	50,1	29,1/16,8	16,8	0,76	88,7	90	90	η ²⁾	4,1	4,7	8,2	0,035	62	
160 SH/4	9,2	1770	49,6	26,0/15	15	0,85	88,8	91	91,3	91,2	3,9	4,2	9,7	0,067	93	
160 MH/4	11	1770	59,3	31,2/18	18	0,84	90	91,4	91,7	91,6	3,2	3,8	8,7	0,067	93	
160 LH/4	15	1765	81,2	41,6/24	24	0,88	91	92,4	92,6	92,4	3,5	4,2	8,8	0,092	122	
180 MH/4	18,5	1780	99,2	52,0/30	30	0,84	91,8	92,7	92,7	92,4	3,5	3,6	8,5	0,13	137	
180 LH/4	22	1780	118	60,6/35	35	0,85	92,4	93,1	92,9	92,4	3,6	3,6	8,3	0,16	155	
200 XH/4	30	1775	161	88,3/51	51	0,8	93,2	93,5	93,1	93	3,2	3,3	8	0,16	155	
225 SH/4	37	1785	198	102/58,9	58,9	0,84	93,7	94,5	94,5	94	2,9	3,3	8,2	0,49	315	
225 MH/4	45	1785	241	123/71,2	71,2	0,83	94,2	94,8	94,6	94,5	3,1	3,2	8,2	0,60	340	
250 WH/4	55	1785	294	151/87,2	87,2	0,84	94,2	94,8	94,7	94,3	3,0	3,3	8,5	0,74	380	

η¹⁾ worst value in the long range limitη²⁾ Motor without wide voltage range

⇒ A22 - Extended operation range

* Version B5, without options

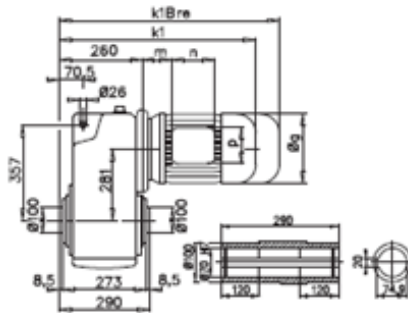


IE2 3,00 kW

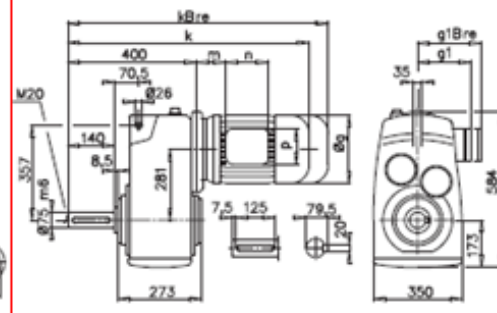
P ₁ [kW]	n ₂ [min ⁻¹]	M ₂ [Nm]	f _B	i _{ges}	F _R [kN]	F _A [kN]	F _{R VL} [kN]	F _{A VL} [kN]		kg	mm bracket
3,00	2,0	14444	0,8	718,43	74,6	73,0	100,0	100,0	SK 8382/32 - 100 AH/4	425	C101
	2,3	12323	1,0	612,94	74,1	73,0	100,0	100,0			
	2,6	11078	1,1	551,02	73,5	73,0	100,0	100,0	SK 8382/42 - 100 AH/4	440	C101
	3,0	9420	1,3	468,52	72,3	73,0	100,0	100,0			
	4,1	6970	1,7	346,66	69,2	73,0	100,0	100,0			
	3,7	7774	1,6	386,68	71,2	73,0	100,0	105,0	SK 8382 - 100 AH/4	395	C93
	4,5	6400	2,0	318,31	68,3	73,0	100,0	105,0			
	7,1	4041	2,7	201,00	62,2	73,0	100,0	105,0			
	3,3	8756	0,8	435,50	43,4	58,0	72,1	80,0	SK 7382/22 - 100 AH/4	289	C101
	3,8	7565	0,9	376,26	47,9	58,0	74,9	80,0			
	4,2	6811	1,1	338,79	50,2	58,0	76,4	80,0	SK 7382 - 100 AH/4	270	C91
	5,2	5500	1,4	273,57	52,1	58,0	78,6	80,0			
	6,6	4351	1,9	216,43	49,9	58,0	80,1	80,0			
	7,0	4121	1,8	204,99	49,8	58,0	80,3	80,0			
	8,8	3260	1,9	162,17	47,3	58,0	81,2	80,0			
	9,5	3027	2,5	150,57	46,7	58,0	81,4	80,0			
	12	2480	3,0	123,37	44,7	58,0	81,8	80,0			
	13	2143	3,5	106,59	43,1	58,0	81,9	80,0			
	4,1	6983	0,8	347,33	16,5	46,5	44,3	60,0	SK 6382/22 - 100 AH/4	216	C101
	4,5	6379	0,9	317,28	22,8	46,5	47,0	60,0	SK 6382 - 100 AH/4	197	C89
	5,3	5380	1,1	267,59	29,8	46,5	50,8	60,0			
	6,7	4062	0,9	261,76	31,4	46,5	51,8	60,0			
	6,3	4540	0,9	226,79	33,8	46,5	53,2	60,0			
	6,7	4269	1,1	212,33	34,9	46,5	53,9	60,0			
	6,3	3445	1,6	171,34	37,6	46,5	55,7	60,0			
	8,9	3214	1,8	159,88	38,2	46,5	56,1	60,0			
	11	2551	1,8	126,87	39,8	46,5	57,2	60,0			
	12	2308	2,5	114,79	39,6	46,5	57,5	60,0			
	15	1862	3,2	92,63	37,8	46,5	58,0	60,0			
	18	1615	2,6	80,33	36,6	46,5	58,2	60,0	SK 6282 - 100 AH/4	200	C88
	7,0	4073	0,8	202,57	19,9	32,0	37,1	40,0	SK 5382 - 100 AH/4	135	C87
	8,3	3443	0,8	171,27	24,0	32,0	39,4	40,0			
	9,3	3095	1,0	153,92	25,5	32,0	40,5	40,0			
	10	2791	1,1	138,82	25,2	32,0	41,3	40,0			
	12	2360	1,2	117,37	24,6	32,0	42,3	40,0			
	16	1844	1,6	91,71	24,1	32,0	43,3	40,0			
	17	1663	1,7	82,72	23,6	32,0	43,5	40,0			
	11	2695	1,0	134,03	25,6	32,0	41,5	40,0	SK 5282 - 100 AH/4	116	C86
	14	2014	1,1	100,19	24,5	32,0	43,0	40,0			
	16	1846	1,5	91,81	24,2	32,0	43,3	40,0			
	17	1641	1,1	81,61	23,4	32,0	43,6	40,0			
	21	1380	2,2	68,63	22,7	32,0	43,9	40,0			
	25	1124	2,3	55,90	21,6	32,0	43,1	40,0			
	26	1117	2,2	55,55	21,7	32,0	43,3	40,0			
	30	950	2,5	47,27	20,7	32,0	41,3	40,0			
	35	820	3,0	40,80	20,2	32,0	39,9	40,0			
	43	672	3,4	33,43	19,1	32,0	37,9	40,0			
	12	2380	0,8	118,38	14,4	22,0	25,7	30,0	SK 4382 - 100 AH/4	95	C85
	14	2087	1,0	103,82	14,8	22,0	27,0	30,0			
	16	1746	1,1	86,83	14,7	22,0	28,2	30,0			
	16	1820	0,9	90,52	15,0	22,0	27,9	30,0	SK 4282 - 100 AH/4	80	C84
	19	1542	1,0	76,70	14,7	22,0	28,8	30,0			
	23	1238	1,4	61,60	14,6	22,0	29,5	30,0			
	27	1049	1,7	52,20	14,1	22,0	29,6	30,0			
	32	908	1,8	45,05	13,9	22,0	28,7	30,0			
	33	878	1,8	43,65	13,6	22,0	28,4	30,0			
	35	819	1,9	40,74	13,7	22,0	28,0	30,0			
	39	740	1,9	36,81	13,4	22,0	27,3	30,0			

**SK 6382**

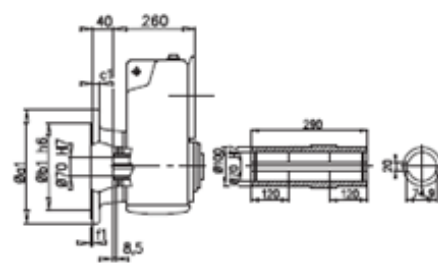
SK 6382A



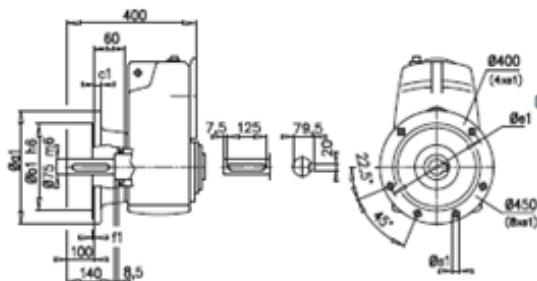
SK 6382V



SK 6382AF

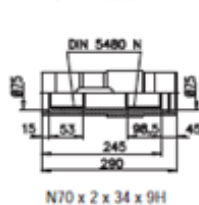

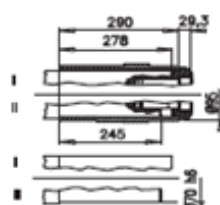


SK 6382VF



a1	b1	c1	e1	f1	s1
400	300	20	350	5	4x17,5
450	350	16	400	5	8x17,5

SK 6382EA

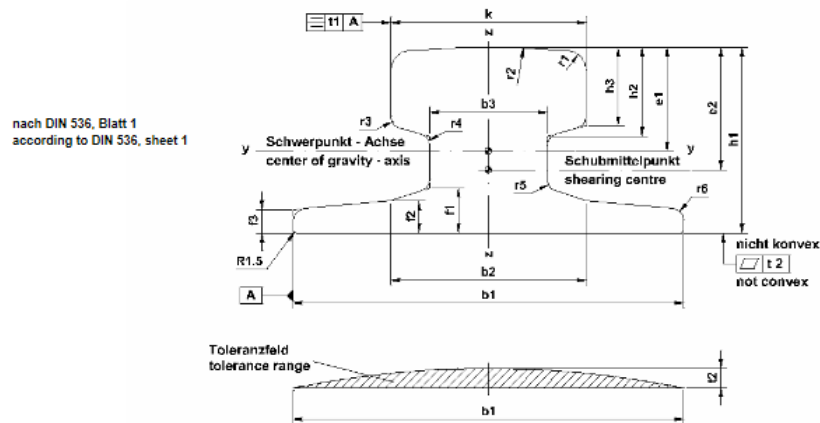
SK 6382AB  A27SK 6382ASH  A22

AS3	90 SH/LH	100 LH/AH	112 MH	132 SH/MH/LH	160 SH/MH	160 LH	180 MH/LH	200 LH
g	183	201	228	266	320	320	358	402
g1/g1Bre	147 / 147	169 / 173	179 / 182	204 / 201	242 / 242	242 / 242	259 / 259	305 / 305
k1/k1Bre	536 / 611	566 / 657	614 / 707	675 / 782	752 / 887	796 / 931	894 / 1021	948 / 1114
k/kBre	676 / 751	706 / 797	754 / 847	815 / 922	892 / 1027	936 / 1071	1034 / 1167	1088 / 1254
m/mBre	26 / 30	32 / 36	48 / 52	51 / 44	52 / 52	52 / 52	74 / 74	110 / 110
n/nBre	114 / 153	114 / 153	114 / 153	122 / 185	186 / 186	186 / 186	186 / 186	192 / 192
p/pBre	114 / 108	114 / 108	114 / 108	122 / 139	186 / 186	186 / 186	186 / 186	260 / 260

www.nord.com

G1000 IE2

C89



Nenn- größe size	Abmessungen - dimensions (mm)																	
	k	b ₁	b ₂	b ₃	f ₁	f ₂	f ₃	h ₁	h ₂	h ₃	r ₁	r ₂	r ₃	r ₄	r ₅	r ₆	t ₁	t ₂
A 45	45	125	54	24	14,5	11	8	55	24	20	4	400	3	4	5	4	2	+0,5 0
A 55	55	150	66	31	17,5	12,5	9	65	28,5	25	5		5	5	6	5		
A 65	65	175	78	38	20	14	10	75	34	30	6	500	6	8	6	3	+0,8 0	
A 75	75	200	90	45	22	15,4	11	85	39,5	35	8							
A 100	100	220	100	60	23	16,5	12	95	45,5	40	10	600	10	10	6	3	+1,0 0	
A 120	120		120	72	30	20	14	105	55,5	47,5		800						
A 150	150	-	80	31,5	-	-	-	150	64,5	50	-	10	30	30	-	-	-	
PRI 85R MRS 87A	101,6	152,4	-	34,93	31,75	-	15,55	152,4	50,8	40	6,35	-	7,94	31,75	19,05	12,7	-	-
MRS 125	120	180	-	40	40	-	21	180	64,75	52	6	-	10	32	20	10	-	-

Werkstoff: Stahl mit einer Mindestzugfestigkeit von 690 N/mm².
Die Kranschiene A 75, A 100, A 120 und A 150
können auch mit einer Mindestzugfestigkeit von
880 N/mm² geliefert werden.

Material: steel with a minimum tensile strength of 690 N/mm².
The crane rails A 75, A 100, A 120 and A 150 can be
delivered also with a minimum tensile strength of
880 N/mm².

Nenn- größe size	Querschnittskennwerte - nominal values off cross section										Gewicht weight kg/m
	e ₁ cm	e ₂ cm	A _x cm ²	A _y cm ²	A _z cm ²	I _x cm ⁴	I _y cm ⁴	I _z cm ⁴	S _y cm ³	S _z cm ³	
A 45	3,33	4,24	28,2	17,0	9,6	39	90	170	22,88	26,12	22,1
A 55	3,90	4,91	40,5	24,8	14,6	88	178	337	38,45	48,64	31,8
A 65	4,47	5,61	54,9	33,7	20,2	173	319	606	60,18	69,22	43,1
A 75	5,04	6,29	71,6	44,1	26,9	311	531	1011	88,41	102,09	56,2
A 100	5,29	6,27	94,7	65,8	41,6	666	856	1345	128,78	141,58	74,3
A 120	5,79	6,53	127,4	97,1	58,5	1302	1361	2350	187,23	222,35	100
A 150	7,73	8,48	191,4	153,6	107,1	2928	4373	3605	412,00	342,60	150,3
PRI 85R MRS 87A	7,68	-	111,3	-	-	-	3068	975	-	-	86,8
MRS 125	9,14	-	160,3	-	-	-	6225	2250	-	-	125

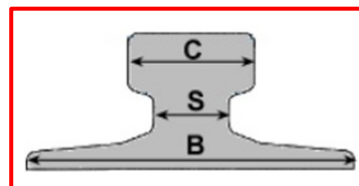
A_x Querschnittsfläche
A_y, A_z Schubfläche
I_x Flächenmoment 2. Grades – Torsion
I_y, I_z Flächenmoment 2. Grades – Biegung
S_y, S_z Statische Momente der durch die Hauptachsen begrenzten Querschnittsteile bezogen auf diese Hauptachsen.

A_x cross sectional area
A_y, A_z shearing areas
I_x moment of area 2nd graduation – torsion
I_y, I_z moment of area 2nd graduation – bending
S_y, S_z static moments of cross section parts that are limited by main axis and regarding to main axis.

Jeřábové kolejnice

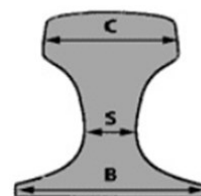
Typ A

Typ	Délka	Min.pevnost	Výška	B	C	S	Váha
	m	N/mm ²	mm	mm	mm	mm	kg/m
A 45	12	690/880	55	125	45	24	22,10
A 55	12	690/880	65	150	55	31	31,80
A 65	12	690/880	75	175	65	38	43,10
A 75	12	690/880	85	200	75	45	56,20
A 100	12	690/880	95	200	100	60	74,30
A 120	12	690/880	105	220	120	72	100
A 150	12	690/880	50	220	150	80	150,30



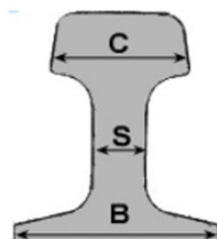
Typ SP

Typ	Délka	Min.pevnost	Výška	B	C	S	Váha
	m	N/mm ²	mm	mm	mm	mm	kg/m
SP 100	690	12	150	150	108	38	89,05
SP 120	690	12	170	170	129	44	118,28



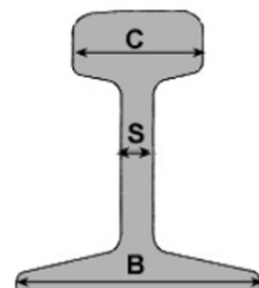
Typ MRS

Typ	Délka	Min.pevnost	Výška	B	C	S	Váha
	m	N/mm ²	mm	mm	mm	mm	kg/m
MRS 51	12/15	690/880	127	127	63,50	25,40	51,59
MRS 52	12/15	690/880	131,76	131,76	65,09	23,81	52,09
MRS 67	12/15	690/880	146,05	131,76	87,31	31,75	66,97
MRS 85	12/15	690/880	152,4	152,4	109,22	31,75	74,83
MRS 87A	12/15	690/880	152,4	152,4	101,6	34,93	86,80
MRS 87B	12/15	690/880	152,4	152,4	102,4	38,1	86,80
MRS 125	12/15	690/880	180	180	120	40	125
MRS 151	12/15	690/880	160	220	220	145	221,40



Typ S

Typ	Délka	Min.pevnost	Výška	B	C	S	Váha
	m	N/mm ²	mm	mm	mm	mm	kg/m
S 14	12	690	80	70	38	9	14
S 18	12	640/690	93	82	43	10	18,30
S 20	12	690	100	82	44	10	19,84
S 30	12/15	690	108	108	60,3	12,3	30,03
S 33	12/15	690	134	105	58	11	33,47
S 49	12/15/18	690	149	125	67	14	49/49,39
JKL 55	9/12	540/690	85	100	55	25	29,60

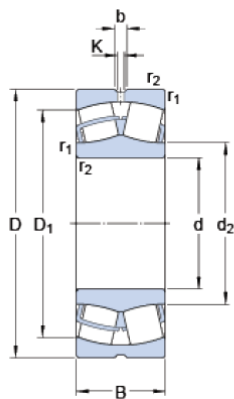




24124 CC/W33

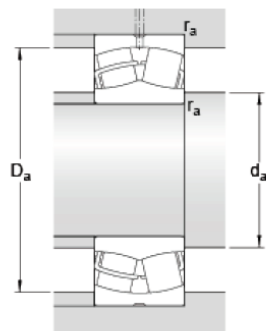
SKF Explorer

Dimensions



d		120	mm
D		200	mm
B		80	mm
d ₂	≈	135	mm
D ₁	≈	168	mm
b		6	mm
K		3	mm
r _{1,2}	min.	2	mm

Abutment dimensions



d _a	min.	131	mm
D _a	max.	189	mm
r _a	max.	2	mm

Calculation data

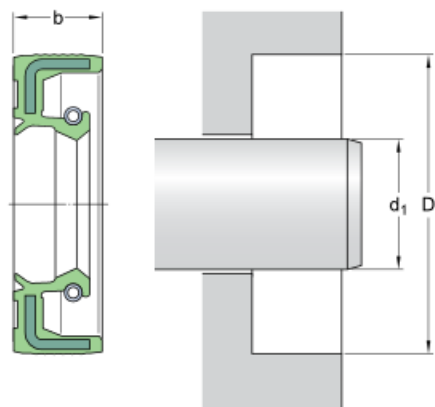
Basic dynamic load rating	C	679	kN
Basic static load rating	C ₀	950	kN
Fatigue load limit	P _u	95	kN
Reference speed		1900	r/min
Limiting speed		2600	r/min
Calculation factor	e	0.37	
Calculation factor	Y ₁	1.8	
Calculation factor	Y ₂	2.7	
Calculation factor	Y ₀	1.8	

Mass

Mass	10.3	kg
------	------	----

135x170x12 HMSA10 RG

Dimensions



d ₁	135	mm
D	170	mm
b	12	mm

US stock number

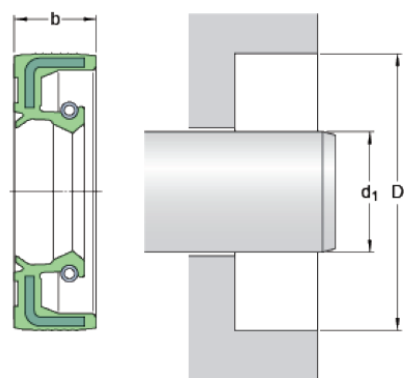
563685

Application and operating conditions

Pressure differential		0.03	MPa
Operating temperature	min.	-40	°C
Operating temperature	max.	100	°C
Operating temperature, short period	max.	120	°C
Rotational speed	max.	1415	r/min
Shaft surface speed	max.	10	m/s

110x130x13 HMSA10 RG

Dimensions



d ₁	110	mm
D	130	mm
b	13	mm

Application and operating conditions

Pressure differential		0.03	MPa
Operating temperature	min.	-40	°C
Operating temperature	max.	100	°C
Operating temperature, short period	max.	120	°C
Rotational speed	max.	2431	r/min
Shaft surface speed	max.	14	m/s